



La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments. Application à l'étude de la ventilation

Redwan Mounajed

► To cite this version:

Redwan Mounajed. La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments. Application à l'étude de la ventilation. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Ecole Nationale des Ponts et Chaussées, 1989. Français. NNT: . pastel-00569454

HAL Id: pastel-00569454

<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00569454>

Submitted on 25 Feb 2011

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THESE

PREPARATION POUR OBTENIR LE DIPLOME DE DOCTORAT
DE L'ECOLE NATIONALE DES PONTS ET CHAUSSEES
SPECIALITES: SCIENCES ET TECHNIQUES DU BATIMENT

PAR

M.Redwan MOUNAJED
Ingénieur ESTP

SUJET

LA MODELISATION DES TRANSFERTS D'AIR DANS LES BATIMENTS
APPLICATION A L'ETUDE DE LA VENTILATION

SOUTENUE LE 5 OCTOBRE 1989

JURY : MM M. CLAVERIE
M. GERY
S. BECIRSPAHIC
J. RILLING
J. MAURETTE
D. BIENFAIT

Pésident
Rapporteur
Rapporteur
Directeur de thèse
Examineur
Examineur

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au service Génie Energétique et Climatique (G.E.C.) au Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (C.S.T.B.) à Marne-la-Vallée.

Je tiens à remercier, pour m'avoir permis d'effectuer cette thèse :

Monsieur P. CHEMILLIER, Président du C.S.T.B., Professeur à l'Ecole Nationale des Ponts et Chaussées (E.N.P.C.).

Monsieur J. RILLING, Directeur Scientifique du C.S.T.B. et Responsable de formation du D.E.A. de Sciences et Techniques du Bâtiment à l'E.N.P.C., qui m'a fait l'honneur de diriger cette thèse, pour l'aide qu'il m'a prodiguée.

Monsieur P. VELTZ, Directeur de la Recherche à l'E.N.P.C..

Je remercie également Monsieur M. RUBINSTEIN, Chef du Département Energétique et Productique, ainsi que Monsieur Ph. DUCHENE-MARULLAZ, chef du Service G.E.C., pour m'avoir accueilli dans le Service ; et j'exprime ma gratitude à Monsieur D. BIENFAIT, Chef de la Division Aéraulique et Climatique, qui a suivi mon travail, pour l'aide qu'il m'a apportée.

Monsieur M. CLAVERIE, Directeur du P.I.R.S.E.M. - C.N.R.S., me fait l'honneur d'être président du jury, je lui en suis très reconnaissant.

J'exprime également mes remerciements à : Monsieur M. GERY, Professeur à l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon et Directeur du Laboratoire de Thermique de l'Habitat, Monsieur S. BECIRSPAHIC, Chef du Département Aérodynamique et Diffusion de l'Air au Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques, Monsieur J. MAURETTE, Professeur à l'Ecole Centrale de Paris, pour l'honneur qu'ils me font en participant à ce jury, et j'exprime ma reconnaissance particulièrement à Messieurs M. GERY et S. BECIRSPAHIC pour avoir bien voulu être rapporteurs de ce travail.

Enfin, je tiens à témoigner de ma reconnaissance envers tous ceux qui, sous divers formes, ont accordé leurs concours à la réalisation de ce travail.

RESUME

L'objectif de ce travail est de modéliser les transferts d'air dans le bâtiment et d'étudier essentiellement l'influence des fluctuations spatio-temporelles du vent sur la ventilation et la qualité de l'air dans les logements.

Après un rappel des phénomènes mis en jeu, les composants aérauliques du bâtiment sont modélisés. Le logement est considéré comme multizone en pression, tout en y intégrant la compressibilité de l'air dans (le sens) de grands volumes.

Sur la base de ces modèles, des codes de calcul spécifiques sont élaborés.

Des simulations sont effectuées en utilisant des fichiers de pressions de vent spatio-temporelles issues des mesures sur maquette en soufflerie atmosphérique. L'influence des fluctuations du vent ainsi que la compressibilité de l'air est étudié.

Les codes de calcul ont également été utilisés pour dimensionner les installations de ventilation et analyser leur comportement dans différentes configurations.

MOTS CLES

CODE DE CALCUL

TRANSFERT D'AIR

QUALITE DE L'AIR

PERMEABILITE

RESEAUX AERAULIQUES

DIMENSIONNEMENT

COMPRESSIBILITE

VENTILATION NATURELLE

SIMULATION

TIRAGE THERMIQUE

VENT TURBULENT

VENTILATION MECANIQUE

MODELE DYNAMIQUE

SECURITE GAZ

ABSTRACT

The purpose of this work is to modelize air-movement in buildings, and to study specifically the time - and - space wind-influence on ventilation and indoor air-quality.

After a survey of relevant parameters, the aeraulic components of buildings are modeled. A multi-cell pressure model is considered here, including air-compressibility inside rooms. Specific computer codes are developped according to those models.

Simulations are undertaken using space -and - time dependent wind pressure data. These values have been measured in wind tunnel.

The effect of wind fluctuations and air-compressibility are discussed. The computer codes have also used to design and size ventilation systems and analyse their response in different configurations.

KEY WORDS

COMPUTER CODE

AIR TRANSFERT

AIR QUALITY

AIR TIGHTNESS

AERAULIC NETWORKS

SIZING

AIR COMPRESSIBILITY

NATURAL VENTILATION

SIMULATION

STACK EFFECT

WIND TURBULENCE

MECHANICAL VENTILATION

DYNAMIC MODEL

GAS SAFETY

ZUSAMMENFASSUNG

Das Ziel dieser Arbeit ist den Luftaustausch im Innern eines Gebäudes zu modellieren und hauptsächlich den Einfluss der räumlich-zeitlich Änderungen des Windes auf die Lüftung und Luftqualität in den Wohnungen zu untersuchen.

Nach der Erläuterung der vorkommenden Phenomene, werden die Lüftungstechnischen Komponenten des Gebäudes modelliert. Die Wohnung wird als eine Vielfachzone unter Druck betrachtet, unter Berücksichtigung der Kompressierbarkeit der Luft im Sinne der grossen Volumen.

Für die Simulationen werden Daten der räumlich-zeitlich Änderungen des Windes verwendet, die anhand von Messungen im atmosphärischen Luftkanal gewonnen wurden.

Die Computerprogramme wurden ebenfalls benutzt um Lüftungsanlagen auszulegen und deren Verhalten unter verschiedenen Einflüssen zu untersuchen.

SYNTHESE

La ventilation et les mouvements d'air dans le bâtiment ont été étudiés et modélisés pour contribuer à l'hygiène de vie des occupants et à la préservation du bâti en évitant les désordres dus à une aération insuffisante.

Après un rappel des exigences de la qualité de l'air et des phénomènes physiques qui rentrent en jeu, à savoir le vent, le tirage thermique et la présence de dispositifs mécaniques, on modélise les constituants aérauliques du bâtiment. Des équations de flux non linéaires sont proposées en se basant sur des études et des mesures effectuées par différents chercheurs.

La modélisation des réseaux de ventilation est ensuite abordée et des modèles d'écoulement dans les conduits ainsi que les déperditions thermiques, du tirage et des appareils à combustion raccordés sont présentés.

Le logement est modélisé comme étant multizone en pression en prenant l'hypothèse d'un champ hydrostatique, mais en conservant le terme d'accumulation dans les équations de conservation de la masse de l'air de chaque zone. Ceci permet d'étudier l'effet des fluctuations du vent et de la compressibilité de l'air.

Une méthode de calcul des concentrations de polluants est présentée ainsi qu'une prise en compte simplifiée de la migration de l'humidité dans les parois des locaux.

La mise en forme globale et la résolution numérique sont discutées, et sur ces bases, des codes de calculs spécifiques sont élaborés.

Des simulations sont effectuées en utilisant des fichiers de coefficients de pressions spatio-temporels mesurés sur maquette en soufflerie atmosphérique sur une maison individuelle ainsi que sur un immeuble expérimental de Gaz-de-France. Il en ressort que dans certaines conditions, il n'est pas possible de négliger, ni les fluctuations de vent, ni la compressibilité de l'air, l'erreur relative pouvant atteindre 35 % sur la prédiction de la concentration de polluants dans l'air.

Ces codes de calcul sont également utilisés pour étudier le dimensionnement d'installations de ventilatn, et analyser leur comportement dans différentes configurations.

SOMMAIRE

	<u>Pages</u>
1 - INTRODUCTION.....	1
2 - EXIGENCES DE QUALITE DE L'AIR.....	5
2.1 - <u>GENERALITES</u>	5
2.2 - <u>LES PRINCIPAUX POLLUANTS</u>	7
2.21 - Tabagisme passif	7
2.22 - Radon.....	7
2.23 - Humidité de l'air.....	8
2.24 - Formaldéhyde.....	8
2.25 - Produits de combustion	9
2.26 - Autres polluants	10
3 - LES MOTEURS DE LA VENTILATION.....	11
3.1 - <u>LE VENT</u>	11
3.11 - La nature du vent près du sol.....	11
3.12 - Variation de la vitesse moyenne du vent avec la hauteur	12
3.13 - Champ de pression induit par le vent sur les constructions.....	15
3.2 - <u>TIRAGE THERMIQUE</u>	26
3.21 - Tirage thermique à travers une paroi verticale et notion du plan neutre.....	26
3.22 - Tirage dans les conduits verticaux.....	28
3.3 - <u>DISPOSITIFS MECANQUES</u>	29
4 - MODELISATION DES DIFFERENTS CONSTITUANTS AERAIQUES DU BATIMENT	31
4.1 - <u>GENERALITES SUR LES ORIFICES</u>	32
4.2 - <u>BOUCHES D'ENTREES D'AIR ET D'EXTRACTION</u>	33
4.21 - Bouche fixe	33
4.22 - Bouche autoréglable.....	34
4.23 - Bouche thermoréglable	35
4.24 - Bouche thermomodulante.....	35
4.25 - Bouche hygroréglable	36

4.3 - GRANDES OUVERTURES	38
4.31 - Schéma de principe	38
4.32 - Hypothèses et notations	39
4.33 - Calcul des débits échangés	40
4.34 - Modèle mathématique pour déterminer le coefficient de décharge d'une grande ouverture	43
4.35 - Formules pratiques	48
4.4 - FEUILLURES DES OUVRANTS (portes et fenêtres)	49
4.5 - PAROIS OPAQUES - DEFAUTS D'ETANCHEITE	54
4.51 - Perméabilité	54
4.52 - Perte de charge à travers un orifice percé dans une paroi épaisse de surface infinie	55
4.53 - Modélisation de la perméabilité d'une paroi opaque	56
4.6 - CONDUITS DE VENTILATION	59
4.61 - Equation de Bernoulli généralisée	60
4.62 - Perte de pression totale dans un conduit cylindrique long de section circulaire	63
4.63 - Pertes de charges singulières	66
4.7 - COURONNEMENTS DE CONDUITS VERTICAUX	70
4.71 - Equation adimensionnelle	70
4.72 - Relation entre les coefficients intervenant dans l'équation de GONZALEZ et ceux caractérisant actuellement les aspirateurs statiques en France	74
4.73 - Conclusion	75
4.8 - EXTRACTEURS MECANQUES	78
5 - MODELISATION DES RESEAUX DE VENTILATION	79
5.1 - DEPERDITION THERMIQUE DES CONDUITS ET TIRAGE THERMIQUE	79
5.11 - Calcul des déperditions thermiques dans le conduit	79
5.12 - Expression du tirage thermique tenant compte des déperditions dans le conduit	86
5.2 - CAS DES APPAREILS A COMBUSTION RACCORDES	87
5.21 - Modélisation de la température du mélange d'air en aval d'une chaudière classique	88

	<u>Pages</u>
6 - MOUVEMENTS D'AIR ENTRE ZONES	93
6.1 - MODELISATION	94
6.11 - Equation d'état	94
6.12 - Equation d'équilibre de l'air intérieur	95
6.13 - Champ de pression extérieur en présence du vent	96
6.14 - La masse de l'air à l'intérieur de chaque zone	97
6.15 - Equation de bilan de zones	98
6.16 - Equations d'écoulement	100
6.2 - CALCUL DES CONCENTRATIONS DE POLLUANTS	101
6.21 - Bilan masse de polluant	101
6.3 - MIGRATION D'HUMIDITE	102
6.31 - Migration de l'humidité dans les matériaux	102
6.4 - MISE EN FORME GLOBALE ET RESOLUTION NUMERIQUE	105
6.41 - Algorithmes de résolution	106
7 - DEVELOPPEMENT DE CODE DE CALCUL	110
7.1 - NOTION DE MODELES FINALISES	110
7.2 - CODE DE CALCUL GAIN	110
7.21 - Objet	110
7.22 - Hypothèses spécifiques	111
7.23 - Données d'entrée du programme	111
7.24 - Algorithme de résolution	112
7.25 - Fichier de sortie	112
7.3 - CODE DE CALCUL SIREN2	114
7.31 - Objet	114
7.32 - Hypothèses spécifiques	114
7.33 - Données d'entrée du programme	115
7.34 - Algorithme de résolution	117
7.35 - Fichier de sortie	117
8 - EXPLOITATION DES CODES DE CALCUL	118
8.1 - INTRODUCTION	118
8.2 - LOGEMENT HUIT ZONES : CALCUL EN REGIME PERMANENT (Conditions moyennes de températures et de pressions)	119
8.21 - Données d'entrée	119
8.22 - Résultats	120
8.23 - Conclusion	121

8.3 - INFLUENCE DE LA TURBULENCE DU VENT ET DE LA COMPRESSIBILITE DE L'AIR DES GRANDS VOLUMES SUR LA VENTILATION (maison individuelle)	123
8.31 - Introduction.....	123
8.32 - Champs de pression spatio-temporels	124
8.33 - Méthodologie.....	124
8.34 - Etude d'un logement comportant deux zones	125
8.35 - Etude d'un logement comportant une seule zone (pièce à simple exposition)	129
8.36 - Conclusion	131
8.4 - INFLUENCE DES FLUCTUATIONS SPATIO-TEMPORELLES DU VENT SUR LE RESEAU DE VENTILATION	136
8.41 - Données d'entrée	136
8.42 - Résultats.....	138
8.43 - Conclusion	139
8.5 - ETUDE DES SYSTEMES DE VENTILATION	142
8.51 - Influence du diamètre du conduit d'extraction sur la répartition des débits extraits (cas de VMC)	142
8.52 - Influence du coefficient de déperditions thermiques des conduits, des pertes de charge par confluence, de l'arrêt de l'extracteur sur les débits d'extraction (cas de VMC Gaz)	144
8.53 - Influence des sections de grilles d'extraction sur la répartition des débits extraits (conduits shunt).....	153
8.54 - Recherche du dimensionnement adéquat du réseau de ventilation (maison individuelle)	161
9 - CONCLUSION	170
 • <u>ANNEXE 1</u> : MODELISATION DES TRANSFERTS D'AIR A TRAVERS UNE GRANDE OUVERTURE DANS LE CAS OU LA STRATIFICATION DE LA TEMPERATURE DANS CHAQUE VOLUME EST LINEAIRE	 172
• <u>ANNEXE 2</u> : MULTIGAIN - CODE DE CALCUL POUR DIMENSIONNER LES RESEAUX DE VENTILATION NATURELLE EN MAISON INDIVIDUELLE (PLUSIEURS CONDUITS D'EXTRACTION DANS LE MEME VOLUME)	 184
• <u>ANNEXE 3</u> : HYPOTHESES CONCERNANT LES CHAMPS MOYENS DE PRESSION ET DE VITESSE DANS UN PAVILLON DE TYPE COURANT	 192
• <u>BIBLIOGRAPHIE</u>	196

1 - INTRODUCTION

Ventiler un logement, revient à étudier les mouvements d'air dans le bâtiment de telle sorte que l'air neuf puisse balayer chacun des volumes habitables et ceci dans le but d'assurer deux fonctions essentielles (16) :

- Contribuer à l'hygiène de vie des occupants en évacuant dans chaque pièce les polluants de l'air : odeurs, humidité, produits de combustion (appareils à gaz),
- Préserver le bâti en évitant les désordres dus à une aération insuffisante (condensation et développement de moisissures).

Problème compliqué quand on sait que les mouvements d'air sont fonction de nombreux paramètres (condition de vent, de température, du système de ventilation, de la perméabilité du bâtiment, du scénario de gestion des ouvertures, etc...) dont la plupart fluctuent au cours du temps.

En France, comme à l'étranger, le sujet a suscité l'intérêt de nombreux chercheurs (3) (9) (25) (34) (94) (104) (112) (124) (129).

Un important travail de modélisation et d'élaboration de logiciels de simulation a été entrepris depuis plusieurs années. La diversité de ces logiciels s'explique par le fait que chaque modèle a été élaboré dans le but de servir des objectifs bien déterminés. Dans cette catégorie on peut citer :

En France (13) (23) (42) (49) (97) (107) :

- CSTBât (CSTB Sophia Antipolis)
- CIFI (CSTB Mame la Vallée)
- BILGA BILBO (FNB)
- COSVENT (COSTIC)
- CLIM (EDF)
- AEROGAZ (GDF)

A l'Etranger (10) (32) (33) (76) (122) (125) (126) :

- LEAKS (Building Services Reserch and Information Association)
- VENT (British Gaz)
- ENCORE (Norwegian Building Reserch Institute)
- TARP (National Bureau of Standard)
- ESP (Lawrence Berkeley Laboratory)

Notre objectif était d'élaborer un logiciel de calcul aéraulique qui, tout en intégrant l'essentiel des fonctions des logiciels existants, permet de simuler la migration des polluants (H_2O , CO , CO_2 , ...), d'étudier l'influence des fluctuations spatio-temporelles du vent et la compressibilité de l'air sur les mouvements généraux de l'air afin d'apprécier certaines hypothèses simplificatrices qu'utilisent la plupart des modèles existants.

Pour étudier ce problème, plusieurs approches sont possibles :

Une modélisation par les équations continues spatio-temporelles de la mécanique des fluides pourrait, par exemple, être abordée dans le but de faire une étude fine des problèmes de diffusion de l'air dans les grands volumes. Mais il n'est actuellement pas envisageable d'étudier plusieurs volumes (cas des logements courants) en y intégrant l'ensemble des caractéristiques aérauliques en raison du temps de calcul et des problèmes numériques associés, à supposer même qu'on sache correctement poser toutes les conditions aux limites et les conditions initiales d'un tel problème.

Afin d'étudier notre problème sur des configurations réalistes, on a été amené à faire des hypothèses simplificatrices fondées sur des résultats expérimentaux des études des phénomènes physiques rencontrés dans le bâtiment.

L'une des hypothèses fondamentales consiste à représenter le champ de pression global par un champ de pression hydrostatique à l'intérieur des volumes étudiés.

Des recherches expérimentales et théoriques menées dans différents laboratoires (9) (47) (103) ont montré que la vitesse de l'air à l'intérieur d'un volume habitable est partout très faible sauf à proximité immédiate des ouvertures.

En fait, la vitesse moyenne des mouvements de l'air intérieur est de l'ordre de 0.2 m.s^{-1} . On peut donc y associer des termes de pression dynamique de l'ordre de 0.05 Pa . Or le champ statique de tirage thermique joue un rôle majeur : pour une différence de température de quelques degrés, la variation de la pression de tirage sera de l'ordre de $\Delta P = \Delta \rho g \Delta z \approx 0.4 \text{ Pa/Hauteur d'étage}$. On conclut qu'on peut probablement négliger le terme dynamique. Ceci a été vérifié expérimentalement, dans quelques cas il est vrai (24) (62) mais d'une façon suffisamment probante pour qu'on admette ici l'hypothèse de champ de pression hydrostatique.

On se place dans le cadre d'hypothèses où des systèmes énergétiques convenables maintiennent les températures intérieures constantes. C'est à nouveau impossible en toute rigueur mais relativement réaliste. Cette hypothèse permet d'étudier le problème de point de vue strictement aéraulique.

Ces deux hypothèses simplifient considérablement le problème de telle sorte qu'un modèle limité à une représentation par des variables de débit et de pression soit possible.

Nous avons choisi une modélisation dite "nodale" (ou par zones finies) (ou multizones en pression). Cette méthode consiste à considérer chaque volume du logement comme le volume de contrôle d'un sous-ensemble du système complet du bâtiment et d'étudier ses interactions avec les autres zones en écrivant les équations de bilan de masse.

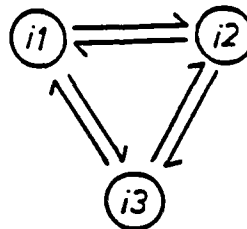


Figure 1 : Exemple de deux zones i1 et i2 et du schéma des interactions (flux d'air) entre eux et avec l'extérieur (i3).

L'intérêt d'un modèle multizone est qu'il permet d'étudier les transferts d'air entre les différents volumes intérieurs, et d'apprécier les phénomènes de contre-courant qu'on rencontre, dans la pratique, dans les grandes ouvertures (portes, fenêtres) qui mettent en communication des ambiances différentes.

La quantification des débits d'air échangés entre les différentes zones, permet d'une part l'étude de la dispersion des différents polluants et d'autre part, si on le souhaite, la détermination des échanges de chaleur par convection naturelle.

Le fait qu'un tel modèle puisse intégrer la totalité des composantes aérauliques du bâtiment, le rend très utile dans la pratique.

Il permet, en effet, de calculer le renouvellement d'air dans le but de satisfaire les exigences réglementaires en matière de ventilation.

Il permet aussi le calcul des systèmes de ventilation (ventilation mécanique contrôlée (VMC), VMC-GAZ, ventilation naturelle, etc...) et le dimensionnement adéquat du réseau de ventilation.

En conservant dans le modèle les termes instationnaires d'accumulation, ce que les autres modèles de ce genre ont jusqu'à présent négligés, il permet enfin d'étudier l'effet du vent fluctuant et d'apprécier par conséquent l'intérêt de quelques hypothèses simplificatrices comme la prise de coefficients de pression du vent moyens et uniformes sur les façades du bâtiment, et dans des cas très précis la non compressibilité de l'air.

Dans la suite, on expose dans une première partie la modélisation des systèmes de ventilation, des phénomènes physiques mis en jeu et les différents codes de calcul qui ont été élaborés à partir des modèles établis. Dans la seconde partie on expose les résultats de l'exploitation de ces modèles et les conclusions qui peuvent en être déduites.

2 - EXIGENCES DE QUALITE DE L'AIR

2.1 - GENERALITES

L'apport d'air neuf permet la dilution des polluants produits à l'intérieur du logement, le maintien de leur concentration en-dessous d'un niveau acceptable pour le confort, l'hygiène et la santé des occupants, la sécurité du fonctionnement des appareils à combustion ainsi que la conservation du bâti.

Dans les locaux où l'on séjourne, en particulier les habitations, il est nécessaire de veiller à une bonne qualité de l'air. Non seulement ses propriétés physiques, mais aussi ses propriétés chimiques doivent répondre à des critères de qualité, prenant en compte des considérations sanitaires (106).

L'identification des sources potentielles de pollution interne est longue, d'une part à cause des variabilités de production (temporelle et spatiale) et d'autre part du fait de l'évolution permanente dans le domaine des produits à usage domestique (en composition, nombre, conditionnement, utilisation).

Les plus courantes d'entre elles sont énumérées dans le tableau 1 (95).

Il est difficile, en raison de la grande variété des polluants de l'air intérieur, ainsi que de celle des pathologies associées d'apprécier les risques dus à chaque contaminant. Pourtant les effets des polluants de l'air sur la santé et le bien-être des occupants, bien que souvent diffus et imperceptibles, sont bien réels et ont une grande importance économique ne serait-ce qu'en raison de l'importance de la population concernée (on estime généralement qu'un individu passe de l'ordre de 80 % de son temps dans des ambiances intérieures) (17) (30).

NATURES ET SOURCES DES CONTAMINATIONS

SOURCES EXTERIEURES	POLLUANTS
<ul style="list-style-type: none"> - Pollution atmosphérique - Echappements véhicules à moteur - Sol, eau de source 	<p>CO, SO₂, NO, NO₂, O₃, particules hydrocarbures</p> <p>CO, NO, NO₂, SO₂, Pb, particules hydrocarbures</p> <p>Radon gaz, thoron et descendants</p>
SOURCES INTERIEURES	
<ul style="list-style-type: none"> - <u>Bâtiment, matériaux de construction</u> <ul style="list-style-type: none"> . béton, pierre... . panneaux de particules, contreplaqués . isolant . matériaux coupe-feu . peinture, colle, moquette, tentures - <u>Equipements, aménagements</u> <ul style="list-style-type: none"> . appareils à combustion (gazinière) . meubles . eau sanitaire, gaz naturel - <u>Occupation des locaux</u> <ul style="list-style-type: none"> . métabolisme humain et animal - <u>Activité des occupants</u> <ul style="list-style-type: none"> . fumée de tabac . nettoyage, cuisine, vide-ordures . procédés à pulvérisation d'aérosols 	<p>Radon, thoron et descendants Formaldéhyde</p> <p>Formaldéhyde, fibres Amiante Matières organiques, HCHO</p> <p>CO, CO₂, NO, NO₂, HCHO, BaP, particules, odeurs matières organiques, HCHO Radon</p> <p>H₂O, CO₂, NH₃, odeurs, micro-organismes</p> <p>CO, NO₂, HCHO, BaP odeurs, particules, composés organiques, composés organiques (BaP, HCHO), NH₃, particules micro-organismes, odeurs particules, composés organiques, odeurs.</p>

TABLEAU 1

2.2 - LES PRINCIPAUX POLLUANTS

2.21 - Le tabagisme passif

Le tabagisme passif est souvent cité comme le polluant le plus important de l'atmosphère des locaux.

Les effets à court terme (nausée, irritations, dégradation de l'état de santé des sujets souffrant d'asthme, d'allergies ou d'insuffisance coronaire, ...) sont relativement bien établis.

Pour ce qui est des effets à long terme, il semble bien, malgré un manque de concordance entre les différentes enquêtes épidémiologiques, qu'il y a un lien de causalité entre l'exposition à ce polluant et l'apparition à long terme de lésions cancéreuses des poumons. La proportion de particules, de goudrons et des autres produits de combustion du tabac est donnée dans le tableau 2 (68).

QUANTITE DES PRINCIPAUX DERIVES DU TABAC DANS LA
FUMEE CENTRALE (F.C) ET LA FUMEE LATÉRALE (F.L.)

Phase particulaire (mg)	F.C	F.L	FL/FC
Goudrons	20.8	44.1	2.1
Nicotine	0.92	1.69	1.8
Benzopyrène	$3.5 \cdot 10^5$	$13.5 \cdot 10^5$	3.7
Phase gazeuse (mg)			
CO ₂	63.5	79.5	1.3
CO	31.4	148	4.7

TABLEAU 2

2.22 - Radon

Le radon est également considéré comme un polluant particulièrement important (30).

C'est ainsi qu'on lui attribue plus de 10 000 décès par an aux Etats Unis et qu'on lui tient pour responsable de 20 % des cas de cancer du poumon enregistrés en Suède (17).

Le radon est un gaz radioactif émis par certain type de sol et de minéraux et qui peut s'accumuler dans les logements dans des régions dites des zones à risque.

Le cheminement du radon vers les ambiances intérieures peut se produire par plusieurs accès (voir figure 1).

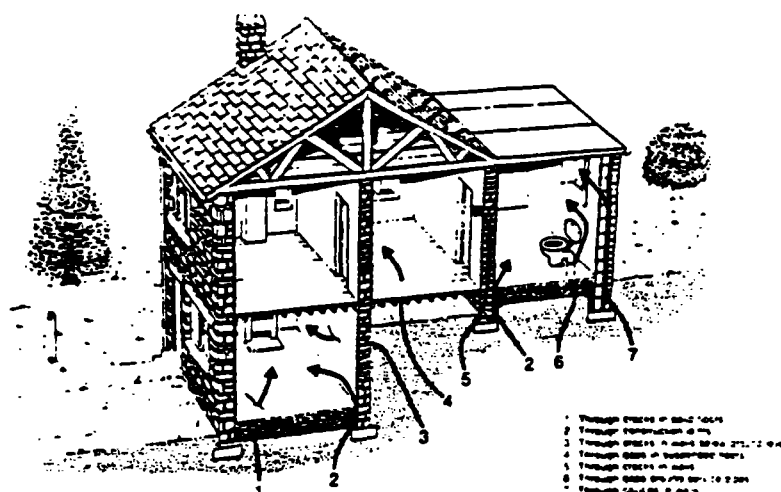


Figure 1 : Infiltration du radon à l'intérieur des maisons dans les régions à risque (27).

2.23 - Humidité de l'air

Certaines espèces de bactéries ou virus sont plus actives pour des valeurs extrêmes de l'humidité (fortes ou faibles selon le cas) que pour des valeurs intermédiaires. D'autres part, les phénomènes de condensation, en favorisant le développement de germes et moisissures, portent atteinte non seulement au bâti, mais aussi à la santé des occupants.

Selon le type de climat et d'habitat des recommandations sont prises pour limiter la plage de variation de l'humidité relative. Ainsi, au Canada, la plage de variation est fixée à 30 % - 80 % en été et 30 % - 55 % en hiver (55) (56).

2.24 - Formaldéhyde

Le Formaldéhyde est un gaz émis avec une constante de temps de l'ordre de 5 ans par certains matériaux (panneaux d'agglomérés, peintures, textiles, isolants,...), qui provoque une irritation des voies respiratoires et est suspecté, sur la base d'études en laboratoire, d'avoir une action carcinogène.

Ce produit a fait l'objet d'études qui ont conduit certains pays (RFA, Suède, Pays-Bas) à fixer des teneurs maximales pour les concentrations à l'intérieur des bâtiments (17).

2.25 - Produits de combustion

Les appareils de combustion installés à l'intérieur des locaux peuvent, en cas de défaut de fonctionnement, être à l'origine d'intoxications oxycarbonées (99).

C'est ainsi, pour ne citer que les cas de la France, qu'on attribue à ces asphyxies plusieurs centaines de décès chaque année (17).

C'est essentiellement la présence du dioxyde d'azote et du monoxyde de carbone dans les produits de combustion qui sont à l'origine des troubles respiratoires.

Le problème concerne les appareils de cuisson au gaz mais aussi d'autres appareils (chauffages d'appoint par Kérosène utilisés dans certains pays....)

Pour le monoxyde de carbone (voir tableau 3) les concentrations maximales admissibles divergent selon les auteurs. Elles varient de 110 mg CO/m³ (100 ppm) à 20 à 30 mg d'oxyde de carbone par mètre cube (38).

symptômes observés	Proportion de CO dans l'air				
	en % du volume total	mg/m ³	fraction du volume total	Proportion de HbCO %	CO pour 100 cm ³ de sang normal
Néant	0,00025	2,5	1/400 000	0,25	0,065 cm ³
Néant	0,001	10	1/100 000	1	0,26 cm ³
Mal de tête à la longue	0,01	100	1/10 000	9,6	2,4 cm ³
Mal de tête sévère, troubles de la vue, tendance au collapsus vertiges	0,05	500	1/2 000	34,6	8,6 cm ³
Accélération de la respiration et pouls, syncope, mort possible	0,10	1 000	1/1 000	51,5	12,9 cm ³
Coma et mort (dose létale)	0,20	2 000	1/500	68	17 cm ³
Mort rapide	0,50	5 000	1/200	84,5	21 cm ³

TABEAU N° 3

L'oxyde de carbone est devenu un des polluants habituel des centres urbains et des régions industrielles, l'air de ces régions en contient de façon habituelle 0.001 %.

Pour le dioxyde de carbone (CO₂), le taux admissible en permanence dans une atmosphère ventilée est de 0,5 à 1 % maximum. La teneur latente en CO₂ de l'air des agglomérations est d'environ 0,04 %.

Il est à noter enfin que l'émission de dioxyde d'azote par les appareils à gaz augmente de façon importante au fur et à mesure de leur vieillissement.

2.26 - Autres polluants

La liste de polluants de l'air n'est pas limitée ; on ne connaît pas bien par exemple les polluants responsables de ce qui est à la base du syndrome des "Sick buildings" qui se rencontre essentiellement dans les bâtiments équipés de systèmes de conditionnement d'air (avec condamnation des fenêtres) et qui se manifeste par différents symptômes (irritations, douleurs de poitrine, vomissements, maux de tête, ...) (48).

D'autres produits encore comme les produits d'entretien ou de bricolage (colles, peintures, produits de traitement du bois,...) sont susceptibles de conduire à des fortes concentrations pendant des courtes périodes ; de même pour certains matériaux fibreux.

3 - LES MOTEURS DE LA VENTILATION

3.1 - LE VENT

La pression du vent sur les parois d'un bâtiment exerce une influence sur le renouvellement de l'air des locaux, que ce soit comme "moteur" souhaité de la ventilation naturelle ou, au contraire, comme "perturbateur" de la ventilation mécanique.

3.11 - La nature du vent près du sol

Le vent vérifie assez bien l'approximation géostrophique en altitude, mais à l'approche du sol, la force de Coriolis voit son influence diminuer au profit d'un effet de dégradation de l'énergie cinétique de l'air sous la forme de mouvements complexes et désordonnés par rapport au mouvement d'ensemble, que l'on désigne par le terme de "turbulence atmosphérique" (22).

La couche limite atmosphérique est définie comme étant la couche d'atmosphère où agit cette turbulence à la manière d'une macro-viscosité. L'enregistrement de la vitesse du vent (figure 1) montre que le vent peut être considéré comme la superposition d'une vitesse moyenne et d'une vitesse fluctuante. La distribution de l'énergie cinétique des fluctuations de la vitesse en fonction de la fréquence (spectre d'énergie de la figure 2) est centrée sur une première zone de basse fréquence de période de quatre jours à un an (échelle de temps des mouvements géostrophiques) et l'énergie des hautes fréquences est centrée sur une période de 1 mn (échelle de temps des mouvements turbulents). En moyennant la vitesse sur une période comprise dans le "trou d'énergie" (entre 10 mn et 2 h), la vitesse moyenne est stable et peut être considérée comme localement stationnaire. C'est à dire qu'elle est peu sensible aux variations suffisamment lentes de l'écoulement géostrophique et aux variations suffisamment rapides des mouvements turbulents.

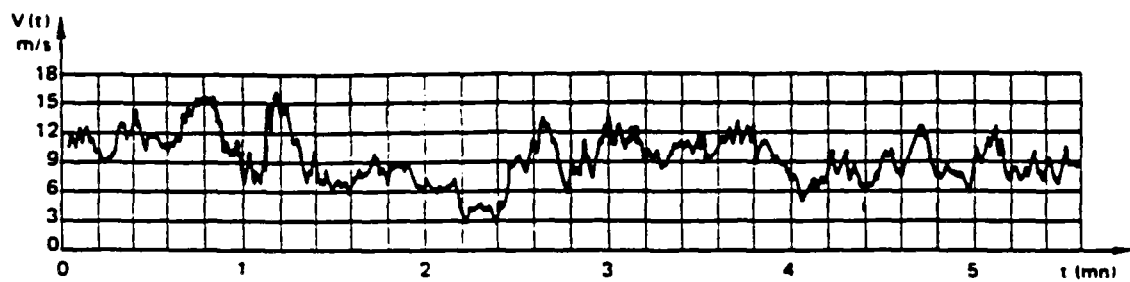


Figure 1
Enregistrement de la vitesse du vent

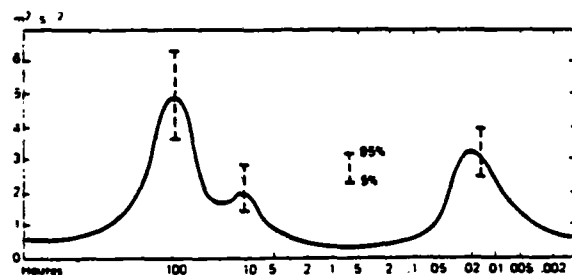


Figure 2
Spectre de la vitesse
horizontale du vent
à 100 m d'après Van der Hoven

3.12 - Variation de la vitesse moyenne du vent avec la hauteur

En un point d'un écoulement turbulent, la vitesse subit des variations continues en direction et en intensité et, lorsqu'on maintient constantes les conditions aux limites, on obtient en général des écoulements permanents en moyenne pour lesquels les variations de vitesse s'effectuent autour d'une valeur moyenne définie, par exemple, pour la composante selon OX par :

$$\bar{U} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} U \, dt$$

Instantanément : $U(t) = \bar{U} + U'(t)$

où $U'(t)$ est la fluctuation de vitesse, de moyenne nulle par définition.

Ainsi la turbulence peut-être caractérisée par son écart type :

$$\sigma_u = \sqrt{\overline{u'^2}}$$

son intensité :

$$I_x = \frac{\sigma_u}{\overline{U}}$$

ses corrélations spatiales (échelles de turbulence) et par ses densités spectrale et interspectrale.

La turbulence du vent particulièrement forte à faible hauteur, est gouvernée par la nature de la rugosité du sol (rase campagne, ville, etc...) qui "accroche et modère" plus ou moins le flux. Par suite, les distributions verticales de vitesse moyenne, les taux de turbulence, la dimension des bouffées vont être conditionnés par la nature des rugosités rencontrées par le vent. Les phénomènes thermiques de la couche limite atmosphérique et la topographie des sites peuvent aussi se combiner au jeu de la rugosité.

En désignant par z_0 (m) la rugosité du sol et par $\overline{U}_{10 \text{ météo}}$ la vitesse moyenne du vent supposée mesurée à 10 m du sol à la station météorologique dont le site est de rugosité faible, type "rase campagne" ($z_0 = 0,07$ m), la vitesse moyenne \overline{U}_z fonction de la hauteur et de la rugosité peut alors être traduite par l'expression (36) :

$$\overline{U} = \overline{U}_{10 \text{ météo}} k \log\left(\frac{z}{z_0}\right)$$

où

k et z_0 : fonction de la rugosité (voir tableau 1)

Classe de rugosité					
	Mer ou plan d'eau	Rase campagne (référence météo)	zone rurale bocage	zone urbanisée industrielle ou forestière	Centre de grande ville
Z_0 (m)	0,005	0,07	0,3	1	2,5
k	0,166	0,202	0,234	0,266	0,292

Tableau 1

Cette formulation n'est applicable, en toute rigueur, que dans le cas où la stabilité atmosphérique est proche de la neutralité (turbulence d'origine thermique faible devant celle générée mécaniquement par le sol).

Ce qui précède vise à donner une méthode permettant de rattacher le vent moyen sur le site de construction au vent moyen mesuré à la station météorologique la plus proche, de sorte qu'il soit possible notamment d'utiliser les statistiques météorologiques établies sur de longues périodes de mesure (11) (39) (120).

Cependant, il est parfois nécessaire d'appliquer la même méthode aux données météorologiques elles-mêmes.

En effet, l'anémomètre de la station météorologique n'est pas toujours dans une zone du type "rase campagne" (exemples : stations proches de la mer, d'une falaise, d'une ville, etc...) (21).

3.13 - Champ de pression induit par le vent sur les constructions

Le niveau des pressions et leur distribution sur un bâtiment résulte de l'interaction entre le vent incident (gradient de vitesse moyenne, turbulence, etc...), la construction (par le jeu de sa forme, de ses dimensions, de sa rugosité de paroi) et de la juxtaposition des obstacles immédiats (ou la nature de l'environnement proche).

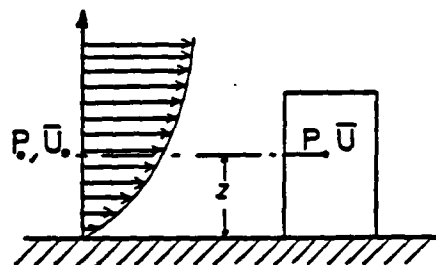
Les forces de pressions sont la plupart du temps présentées sous forme adimensionnelle. Or, dans la couche limite atmosphérique, la pression dynamique moyenne ($\frac{1}{2} \rho \bar{U}^2$) du vent incident (zone non perturbée) varie avec la hauteur.

On pourra donc définir plusieurs pressions dynamiques de référence, notamment celle au niveau du toit du bâtiment ou encore celle moyennée sur toute la hauteur soit

$$\frac{1}{2} \rho \left(\frac{1}{H} \int_0^H \bar{U}_z dz \right)^2$$

On préfère souvent la pression dynamique située à la même hauteur z que celle de la mesure de la pression locale sur le bâtiment

$$C_p = \frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}_z^2}$$



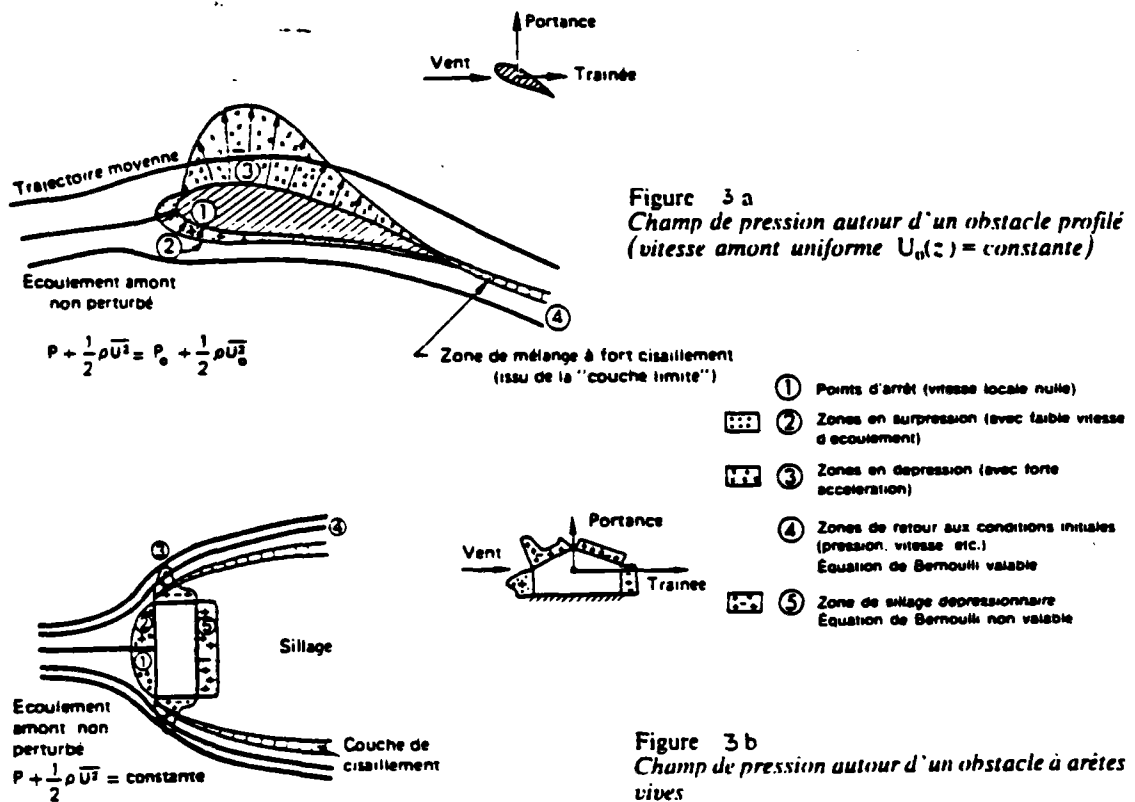
où P_0 est la pression statique à l'amont de l'obstacle en zone non perturbée.

Sur "la trajectoire moyenne à la hauteur z " :

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho \bar{U}_0^2 = P + \frac{1}{2} \rho \bar{U}^2 = C^{te}(z)$$

Dans cette présentation, les zones d'arrêt correspondent à des valeurs de C_p voisines de l'unité.

Le coefficient de pression C_p est négatif pour des zones dépressionnaires (P sur le bâtiment $< P_0$) et positif dans les zones en surpression. Les figures 3a et 3b donnent la schématisation de deux champs de pression types (52).



Les coefficients de pression sont des grandeurs qui vont fluctuer dans le temps et comme il a été évoqué pour la vitesse, il faudra distinguer en un point donné, le coefficient de pression moyen \bar{C}_p , les coefficients extrêmes \check{C}_p ou \hat{C}_p , les coefficients de pression fluctuante C_p' (caractérisé par l'écart type

$$\sigma_p = \sqrt{\bar{P'^2}} \quad \text{où } P'(t) \text{ est la fluctuation de la pression}$$

3.131 - Influence de dispositifs spéciaux des installations d'extraction d'air sur la répartition et le niveau des pressions en toiture

A l'extrémité d'un conduit de ventilation, la pression résultant du contournement global du bâtiment par le vent se trouve perturbée par la présence du système d'extraction employé.

Dans le cas de la ventilation naturelle la présence d'un aspirateur statique crée une dépression supplémentaire (voir figure 4).

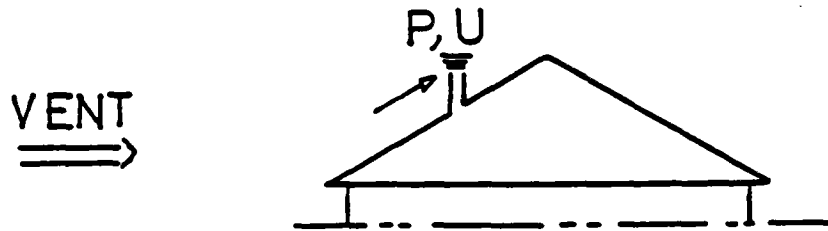


Figure 4

Dans ce cas la pression doit être augmentée (algébriquement) de la dépression créée localement par l'aspirateur statique (21). Cette dernière dépend (voir chapitre 4.7) :

- des performances de l'aspirateur (coefficient C de dépression de l'aspirateur à débit nul),
- de la vitesse moyenne locale \bar{U}_{local} , au droit du débouché du conduit. Cette vitesse locale peut être mesurée en soufflerie, par exemple par rapport à \bar{U}_{ref} (vitesse moyenne du vent en un point de référence du bâtiment) :

$$\bar{U}_{local} = \alpha \bar{U}_{ref}$$

La pression totale à l'extrémité du conduit s'écrit alors :

$$P = \frac{1}{2} \rho \bar{U}_{\text{ref}}^2 (C_p - \alpha^2 C)$$

(avec ici C positif, par convention).

S'il est possible de tenir compte de la présence d'un aspirateur statique par l'intermédiaire de son coefficient de dépression C mesuré en laboratoire, il en est pas de même pour les extracteurs mécaniques. Il n'existe pas jusqu'à présent de normes françaises pour la détermination du coefficient de dépression à l'extrémité d'un ventilateur. J. Gandemer (51) estime, en s'appuyant sur des mesures en soufflerie que les coefficients de pressions se trouvent systématiquement amplifiés par rapport aux valeurs locales (sans présence d'acrotère) de 25 % (voir figure 5).

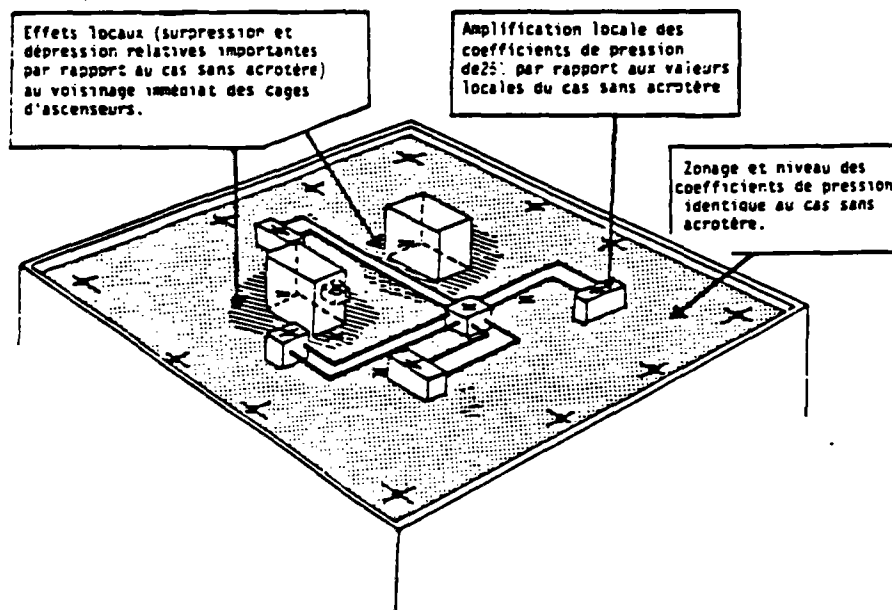


Figure 5 : Acrotère et structures de ventilation. Tour R + 12 en présence d'environnement et en vent amont du type campagne.

3.132 - Détermination des coefficients de pression

Comme il a été montré dans les paragraphes précédents, le vent va provoquer, au contact d'une structure, une répartition de pression complexe, fonction de nombreux paramètres : caractéristiques amont du vent, forme et dimensions de la structure, environnement proche, etc...

Ces pressions sont liées à la dynamique de l'écoulement ; c'est pourquoi on les présente sous forme sans dimension en les rapportant à une pression dynamique de référence, $\frac{1}{2} \rho \bar{U}_{ref}^2$ où ρ est la masse volumique de l'air et \bar{U}_{ref} la vitesse moyenne de référence. En un point M de la structure on écrit alors :

$$P(M,t) = C_p(M,t) * \frac{1}{2} \rho \bar{U}_{ref}^2$$

où $C_p(M,t)$ est le coefficient de pression.

Compte tenu du caractère fluctuant du vent, de tels coefficients sont eux-mêmes fluctuants. Ils peuvent être caractérisés par une valeur moyenne locale, une fluctuation autour de cette moyenne (écart type), des valeurs extrêmes et une distribution statistique.

Pour déterminer ces coefficients, plusieurs approches sont possibles.

3.1321 - Simulation du vent en soufflerie et l'approche sur maquette

La simulation en soufflerie consiste à reproduire toutes les caractéristiques moyennes et fluctuantes du vent à l'échelle réduite, celle de la maquette du bâtiment étudié, typiquement de 1/100^è au 1/500^è. Pour cela, on utilise des souffleries dites à "couche limite" où le vent est modelé par des successions de rugosités disposées à l'amont des maquettes dans des veines d'expériences de grande longueur (52) (voir figure 6). A l'aval des dispositifs de rugosité, la maquette, à l'échelle de vent simulé, est positionnée dans son environnement proche.

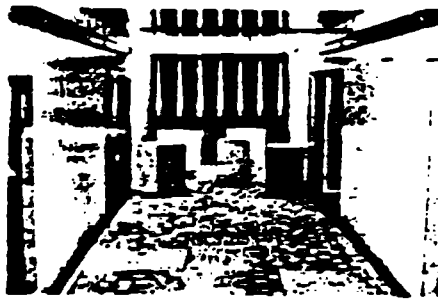
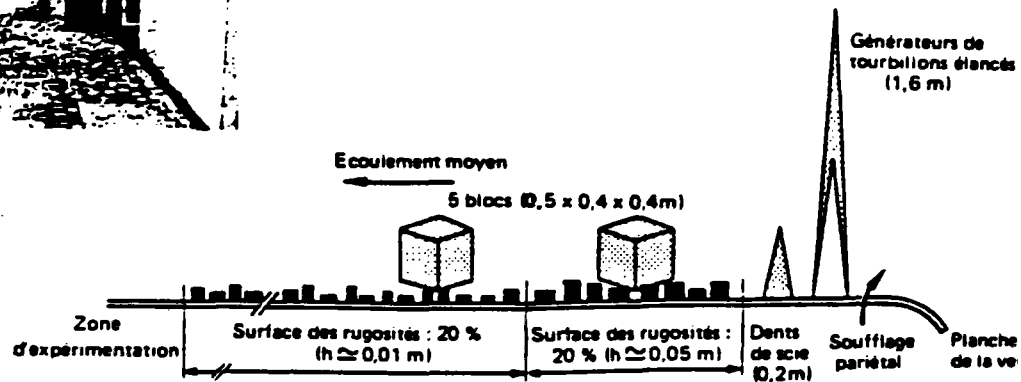


Figure 6
Blocs générateurs de tourbillons à l'entrée de la veine



Aménagement du plancher de la soufflerie. Simulation 1 / 250

Des prises de pressions instantanées et synchrones sont faites sur les différentes faces de la maquette et pour différentes directions du vent.

Ces pressions présentées sous forme de coefficients spatio-temporels adimensionnels, sont ensuite moyennées sur une période T et présentées pour chaque face i du logement par (57) :

- Un coefficient moyen de pression :

$$C_{p_i} = \frac{P_i}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}_{ref}^2}$$

- Un écart type de pression (fluctuation) :

$$\sigma_{p_i} = \frac{\sqrt{\overline{P_i^2}}}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}_{ref}^2}$$

$$\overline{P_i^2} = \frac{1}{T} \int_0^T P_i^2(t) dt$$

- Des coefficients de pression extrême (valeur de pointe maximale et minimale) :

$$\hat{Cp}_i = \frac{\text{Sup} (P_i)}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}_{\text{ref}}^2} = \text{Sup} (Cp_i)$$

$$\check{Cp}_i = \frac{\text{Inf} (P_i)}{\frac{1}{2} \rho \bar{U}_{\text{ref}}^2} = \text{Inf} (Cp_i)$$



Cette technique très souple d'utilisation a donné déjà depuis plusieurs années entière satisfaction mais elle implique de nombreuses précautions expérimentales (rugosité des parois et vent typique à reproduire, bruit acoustique, etc...) ainsi que la construction d'une maquette.

Comme dans de nombreuses expériences en modèles réduits, nous sommes ici aussi confrontés à des problèmes de similitude. Il est difficile de respecter certains nombres adimensionnels (nombre de Reynolds, nombre d'Eckert, etc...).

Cependant les mesures en soufflerie sont un moyen essentiel à ce jour pour la détermination des coefficients de pression en nombre fini de points, et de plus, les expériences sont reproductibles.

3.1322 - Détermination numérique des coefficients de pression

Les méthodes numériques ont connu ces derniers temps un développement important dans le domaine de la mécanique des fluides. Elles offrent maintenant les solutions à des problèmes difficiles à appréhender du fait de leur complexité géométrique ou physique.

L'étude des mouvements de l'air autour des bâtiments est devenu depuis peu un pôle d'intérêt. De nombreuses études avaient été consacrées aux types et à la structure de l'écoulement autour d'obstacles mais le calcul des coefficients de pression n'étaient pas la préoccupation majeure. Haggkwist et Hanson se sont intéressés à ce problème spécifique et ont conclu à la faisabilité de sa résolution numérique (60) (61) (118).

L'obstacle à ce jour réside dans la qualité du modèle de turbulence et non plus dans le temps de calcul sur ordinateur. En effet, les modèles aujourd'hui disponibles pour modéliser le régime turbulent résultent de lois approchées et empiriques et nécessitent des connaissances expérimentales a priori pour la détermination de certaines constantes. Les modèles les plus couramment utilisés ont été présentés avec détails par Spalding (98) (110) (115) (117) (voir figures 7 et 8).

3.1323 - Détermination en vraie grandeur nature des coefficients de pression

Cette méthode, indispensable pour le calage des modèles numériques et la comparaison avec les résultats des expériences en soufflerie, permet d'identifier le comportement de l'enveloppe. Cependant la nature est si complexe qu'il est souvent difficile d'isoler les phénomènes.

Plusieurs études sur site ont été menées pour déterminer les coefficients moyens de pression (50) (58) (122) sans qu'aucune homogénéité ne soit respectée. Il conviendrait de définir pour les futures recherches in situ un cadre minimum commun pour les conditions d'expérimentation et de mesures (voir figure 9).

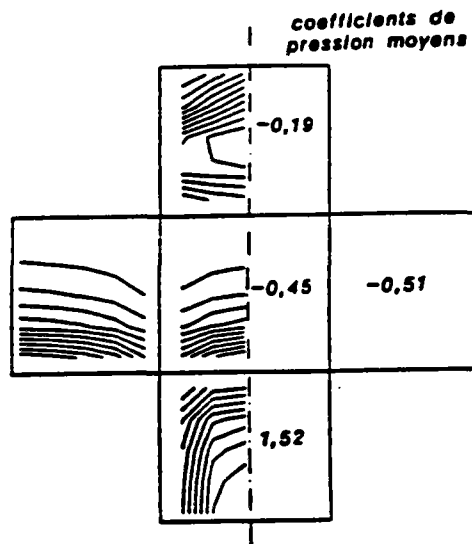


Figure 7 : Courbes d'iso-coefficient de pression calculé sur les faces d'un cube pour un vent de 14 m/s. l'air étant supposé laminaire (50).

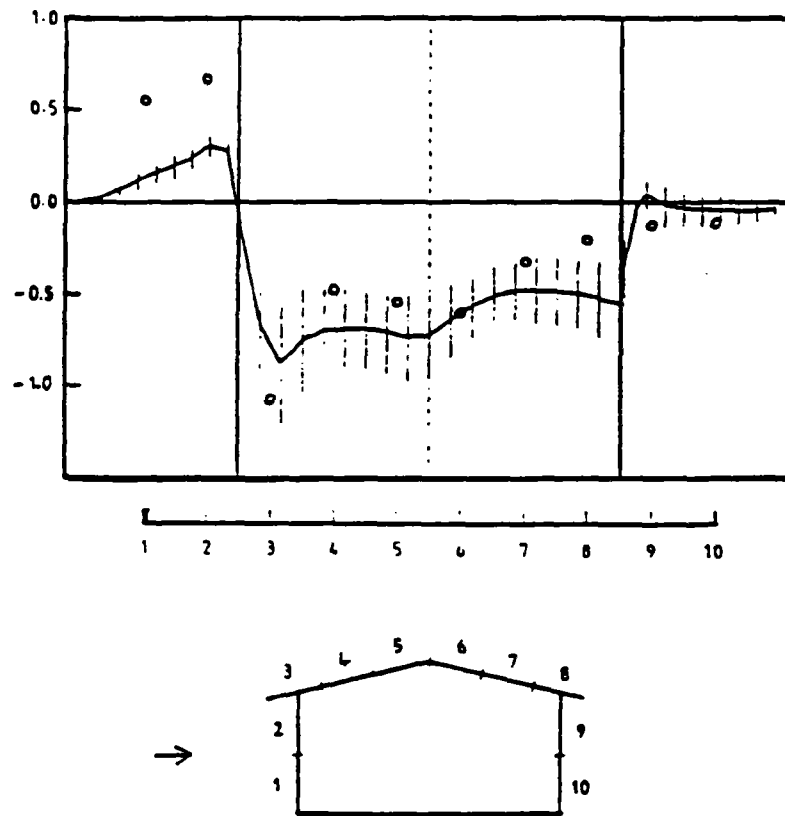


Figure 8 : Comparaison entre les C_p calculés (trait continu) avec ceux mesurés (cercles vides) par Holmes et Best (63)

3.133 - Conclusion et méthode choisie

Pour modéliser les mouvements d'air dans le bâtiment il est indispensable de connaître correctement les coefficients de pression autour du bâtiment étudié.

Nous avons mis en évidence les difficultés de la détermination de ces coefficients et il apparaît des paragraphes précédents que seules les simulations en soufflerie et sur maquette permettent actuellement de donner d'amples informations sur le champ de pression.

Elles permettent aussi, dans le cas où les mesures de pression sont synchrones et à pas de temps fin (de l'ordre de la seconde), de constituer des fichiers de données de coefficients de pression spatio-temporels (voir figure 10). Nous avons utilisé de telles données dans notre code de calcul pour pouvoir étudier l'influence des fluctuations sur la ventilation (voir chapitre 8).

A l'heure actuelle, il apparaît clairement que la connaissance des coefficients de pression moyens sur chaque face du logement (utilisés actuellement dans la plupart des codes de calcul thermique-aéraulique) n'est pas suffisante contrairement à ce que l'on pouvait penser très récemment (21) car la réponse pneumatique du "système bâtiment" (prise d'air, circuit aéraulique, aspirateurs, etc ...) est relativement brève vis-à-vis des fluctuations du champ de pression turbulent induit par le vent et n'est pas linéaire.

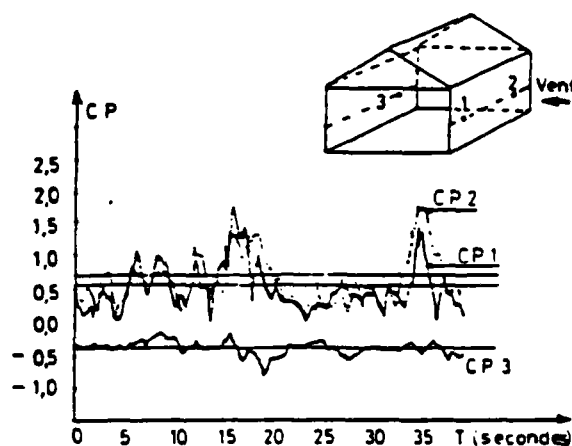


Figure 10
Exemple de fluctuations spatio-temporelles des pressions de vent (d'après les mesures sur maquette en soufflerie)

3.2 - TIRAGE THERMIQUE

Lorsque l'air s'échauffe, sa masse volumique diminue selon des lois bien connues. Les hétérogénéités de température font donc naître dans un volume de gaz des forces de poussée d'Archimède (la "buoyancy" des anglosaxons) qui constituent des forces motrices de type gravitaire convectif ascendant ou descendant selon la situation.

L'effet moteur global est particulièrement marqué quand des volumes de grande dimension verticale sont mis en relation avec des ambiances, par exemple l'air extérieur à température moyenne très différente : on parle alors d'effet de cheminée ou de tirage thermique (121).

Les mouvements d'air créés par les différences de températures constituent un phénomène physique constamment rencontré dans le bâtiment.

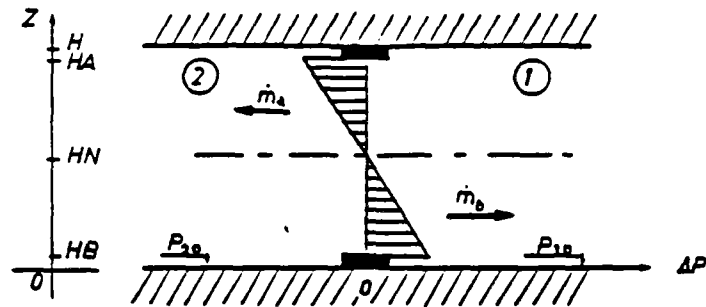
Dans une ambiance intérieure, les mouvements convectifs de l'air sont faibles (différences de température faibles ; faibles hauteurs) (103) ce qui justifie en partie le fait de prendre une température homogène dans chaque pièce.

En fait, on s'intéresse aux mouvements globaux de l'air entre les différentes zones du logement et la différence de température entre ces différents volumes est un des moteurs essentiels de la circulation de l'air. Ce phénomène global, connu sous le nom du tirage thermique, est constaté lorsqu'on ouvre une porte (ou une fenêtre) entre deux ambiances ou encore à travers une paroi perméable ou enfin ce qu'on a l'habitude d'appeler l'effet du cheminée et le tirage dans les conduits de ventilation (6) (7) (25) (78) (79) (92) (105) (112).

3.21 - Tirage thermique à travers une paroi verticale et notion du plan neutre

Considérons deux volumes à température différente T_1 et T_2 ($T_1 > T_2$).

Qualitativement on observe des écoulements qui sont grossièrement conformes au schéma suivant :



Nous allons voir que cet écoulement peut s'interpréter très simplement en prenant une hypothèse "hydrostatique".

Dans cette hypothèse on peut écrire dans chaque volume :

$$P_1(z) = P_{10} - \rho_1 g z$$

$$P_2 = P_{20} - \rho_2 g z$$

où ρ_1 (respectivement ρ_2) est la masse volumique de l'air dans le premier volume (respectivement le second volume), P_{10} (respectivement P_{20}) est la pression absolue de l'air au niveau du plancher dans le premier volume (respectivement le second volume) et g est l'accélération de la gravité.

En l'absence de tout autre phénomène, la différence de pression due au tirage thermique est :

$$\Delta P_{th}(z) = (\rho_2 - \rho_1) g z$$

Dans la zone 1, il y a une surpression dans la partie haute et une dépression dans la partie basse et vis versa dans la zone 2.

Un mouvement de contre courant s'établit : l'air chaud circule de la zone 1 vers la zone 2 dans la partie haute et inversement dans la partie basse. Entre les deux, à une certaine hauteur, il existe un plan neutre.

Par définition, on appelle H_N la hauteur pour laquelle la différence de pression entre les deux zones est nulle : $\Delta P (H_N) = 0$

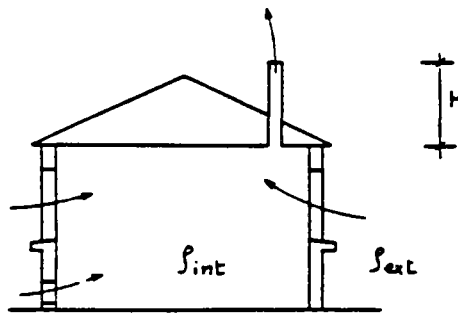
Compte tenu de (1) et (2) on peut écrire :

$$H_N = \frac{P_{10} - P_{20}}{(p_1 - p_2) g}$$

Plusieurs études (99) (114) (126) (127) ont montré que, dans le cas des mouvements créés par le seul effet de la différence de température, le plan neutre, est situé pratiquement à moitié hauteur de la connexion entre les deux volumes.

3.22 - Tirage dans les conduits verticaux

Le tirage thermique dans les conduits de ventilation est un moteur essentiel de la ventilation naturelle.



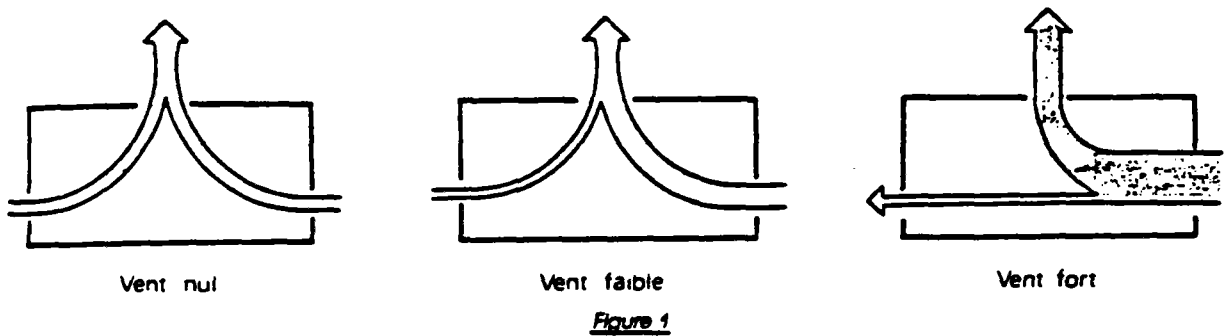
La dépression créée par le seul fait du tirage thermique dans le conduit est :

$$\Delta P_{th} = \Delta p g H$$

dans cette expression on remarque que la longueur du conduit a un effet primordial sur l'effet du tirage. C'est une des raisons pour laquelle les conduits sont surélevés par rapport au toit de l'habitation, la seconde raison étant liée aux risques de surpression dynamique en tête du conduit sous certaines orientations du vent.

3.3 - DISPOSITIFS MECANQUES

La présence d'une extraction mécanique (ventilateur) est un des moyens artificiels pour provoquer les mouvements de l'air dans les bâtiments. Ce moyen technique a été conçu pour remédier aux problèmes de ventilation (ventilation transversale, vent nul, pas de tirage thermique, ...) voir figure 1.



Le principe est simple : créer une dépression importante dans le logement par l'intermédiaire d'un ventilateur de façon à amorcer la ventilation et administrer les mouvements de l'air (2) (96).

Cette technique qui peut paraître de prime abord comme une solution passe partout (et qui est très développée en France) conserve néanmoins quelques inconvénients :

- Le coût de l'installation,
- Le bruit du ventilateur, dans le réseau aéraulique,
- Une certaine ventilation transversale persiste et surtout pour les vents forts,
- Le risque d'intoxication dans le cas de l'arrêt (panne) du ventilateur pour les installations reliées à des appareils à gaz
- Coût de fonctionnement : vulnérabilité à des défauts de mise en oeuvre,
- etc ...

Il existe plusieurs types de ventilateurs (voir figure 2).

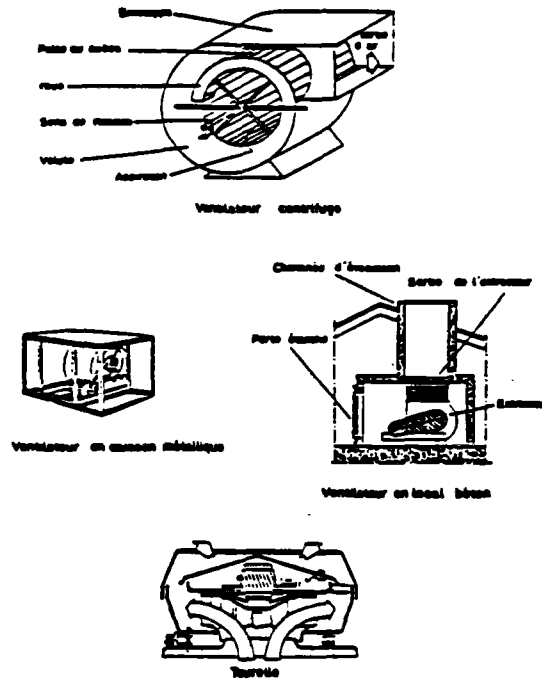
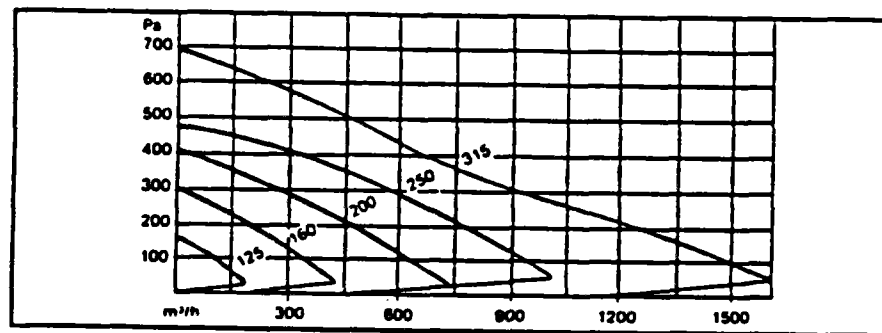


Figure 2 : Extracteurs divers

En ce qui nous concerne, le ventilateur serait caractérisé par sa courbe débit-pression.



Ces courbes sont fournies par le constructeur ; elles sont relevées dans des conditions de référence pour la masse volumique de l'air, c'est-à-dire à 20°C et 780 mm de mercure, pour se ramener à la courbe réelle d'utilisation pour le même débit, il suffit de faire :

$$\Delta P = \frac{p}{p_0} \Delta P_0$$

4 - MODELISATION DES DIFFERENTS CONSTITUANTS AERAIQUES DU BATIMENT

Dans un logement l'air circule d'un volume à un autre en traversant plusieurs sortes d'ouvertures et de communications (porte, fenêtre, fissures, etc...). La nature de l'écoulement de l'air à travers ces connections peut être très différente l'une de l'autre et dépend énormément du nombre de Reynolds.

Les équations de flux (débit masse de l'air) à travers les passages d'air sont présentées dans la plupart des ouvrages (37) (76) (77) (123) par une expression de la forme :

$$\dot{m} = K \Delta P^n \quad (1)$$

où \dot{m} : débit masse traversant l'ouverture (kg/s)

ΔP : différence de pression de part et d'autre de l'ouverture (Pa)

Le problème est de déterminer les coefficients K et n suivant la nature de l'écoulement et la forme géométrique de l'ouverture. Lorsque l'écoulement est laminaire l'exposant n tend vers 1 par contre lorsqu'il est turbulent n tend vers 0.5.

Dans l'expression (1) le coefficient dimensionnel, K ($\text{kg.s}^{-1}.\text{Pa}^{-n}$), dépend de la géométrie de l'ouverture mais aussi de la nature de l'écoulement.

Plusieurs études précisent que les coefficients K et n ne sont pas indépendants (53) (69).

Dans la suite on va étudier les écoulements spécifiques rencontrés dans le bâtiment et les modéliser de façon à représenter le mieux possible la réalité.

Les orifices et ouvertures verticaux constituent une classe de passages d'air que l'on peut modéliser en s'appuyant sur le modèle de champ de pression hydrostatique dans chaque volume. Pour les orifices de faible extension verticale (paragraphe 4.1), on ne tient pas compte des variations de différence de pression liées à la hauteur ; c'est au contraire un aspect dominant pour les grandes ouvertures (paragraphe 4.3).

4.1 - GENERALITES SUR LES ORIFICES

Le débit d'air qui s'écoule à travers un orifice de petite dimension verticale (voir paragraphe 4.3) entre deux volumes est généralement présenté par l'expression (35) (40) (65) :

$$\dot{m} = C S \sqrt{2 \rho \Delta P}$$

où ρ : masse volumique de l'air (kg/m³)

S : section de l'orifice (m²)

C : coefficient dit "de décharge" (—)

Cette loi est souvent présentée sous la forme d'une équation de perte de charge :

$$\Delta P = \xi \frac{1}{2} \rho U^2$$

où U (m/s) est la vitesse moyenne de l'air dans l'orifice et par conséquent $\frac{1}{2} \rho U^2$ est son énergie cinétique volumique. Compte tenu de l'équation de continuité

$$\dot{m} = \rho S U$$

le coefficient de décharge, C , est lié au coefficient de perte de charge, ξ , par la relation :

$$C = \frac{1}{\sqrt{\xi}}$$

Le coefficient C (ou ξ) est fonction du nombre de Reynolds Re de l'écoulement dans la section :

$$Re = \frac{U D_H \rho}{\eta}$$

où D_H : diamètre hydraulique de l'orifice (m)

η : viscosité dynamique de l'air (kg/m.s)

Lorsque le nombre de Reynolds est assez grand (de l'ordre de 10⁵) l'écoulement est turbulent et le coefficient C (ou ξ) tend vers une valeur constante C_0 (ou ξ_0).

4.2 - BOUCHES D'ENTRÉES D'AIR ET D'EXTRACTION

Pour les conditions climatiques exercées sur les bâtiments, l'écoulement à travers les entrées d'air et les bouches d'extraction, utilisées pour aérer les logements, est presque toujours turbulent de telle sorte que le coefficient C dans l'équation (2) peut être considéré comme constant. C'est l'hypothèse que nous ferons ici comme de nombreux autres auteurs (37) (125).

Il existe plusieurs types de bouches d'entrée et d'extraction d'air. On propose de les modéliser de la manière suivante :

4.21 - Bouche fixe

4.211 - Définition

C'est une bouche dont la section de passage ne peut pas être modifiée (2).

4.212 - Modélisation

Caractéristique quadratique sur toute la plage de la pression (voir figure 1) :

$$\dot{m} = \varepsilon \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}}$$

avec

\dot{m} : débit masse de l'air (kg/s)

ΔP : différence de pression de part et d'autre de l'ouverture (Pa)

T : température de l'air traversant l'ouverture (K)

\dot{m}_0 , ΔP_0 , T_0 sont respectivement le débit masse, la différence de pression (ex. 10Pa) et la température de l'air (ex. 20°C) de référence.

$$\varepsilon = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta P \geq 0 \\ -1 & \text{si } \Delta P < 0 \end{cases}$$

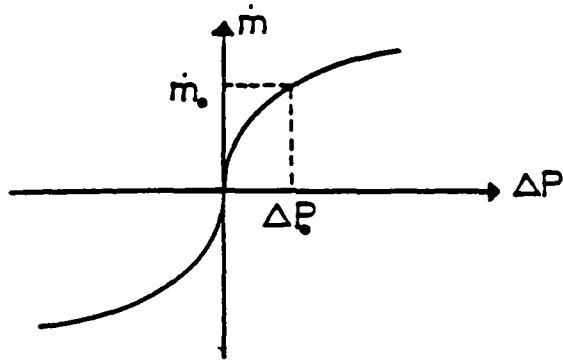


Figure 1: Courbe débit-pression d'une bouche fixe

4.22 - Bouche autoréglable

4.221 - Définition

C'est une bouche dont la section de passage de l'air se modifie automatiquement pour maintenir le débit indépendant de la différence de pression de part et d'autre de la bouche (2).

4.222 - Modélisation

Caractéristique quadratique sur toute la plage de pression, sauf sur la plage de régulation $\Delta P_0 - \Delta P_1$ sur laquelle le débit reste égal à une valeur appelée débit type \dot{m}_0 (voir figure 2) :

$$\dot{m} = \begin{cases} \varepsilon \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } \Delta P < \Delta P_0 \\ \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T}} & \text{si } \Delta P_0 \leq \Delta P \leq \Delta P_1 \\ \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_0}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_1}} & \text{si } \Delta P_1 < \Delta P \end{cases}$$

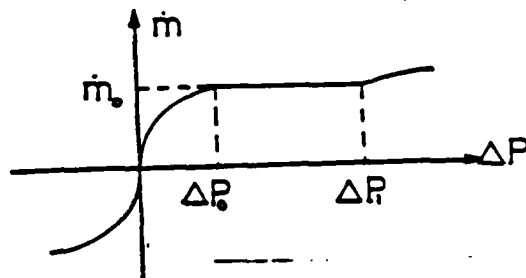


Figure 2 : Courbe débit-pression d'une bouche autoréglable

4.23 - Bouche thermoréglable

4.231 - Définition

Une bouche est dite thermoréglable si la section de passage de l'air se modifie automatiquement pour maintenir le débit indépendant de la température de l'air qui traverse la bouche (2)

4.232 - Modélisation

Caractéristique quadratique sur toute la plage de la pression, le débit masse est indépendant de la température dans l'intervalle (T_1, T_2) (voir figure 3) :

$$\dot{m} = \begin{cases} \varepsilon \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_1}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T < T_1 \\ \varepsilon \dot{m}_0 \sqrt{\frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T_1 \leq T \leq T_2 \\ \varepsilon \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T_2}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T_2 < T \end{cases}$$



Figure 3 : Régulation du débit sur la plage $T_1 - T_2$ pour une différence de pression donnée ΔP_0 (bouche thermoréglable)

4.24 - Bouche thermomodulante

4.241 - Définition

Une bouche est dite thermomodulante si la section de passage de l'air se modifie automatiquement pour faire varier le débit en fonction de la température qui traverse la bouche (2)

4.242 - Modélisation

Caractéristique quadratique sur toute la plage de la pression, le débit type varie linéairement de \dot{m}_{01} à \dot{m}_{02} ($\dot{m}_{01} < \dot{m}_{02}$) dans l'intervalle de température $[T_1, T_2]$ (voir figure 4) :

$$\dot{m} = \begin{cases} \varepsilon \dot{m}_{01} \sqrt{\frac{T_1}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T < T_1 \\ \varepsilon \left[(\dot{m}_{02} - \dot{m}_{01}) \frac{T - T_1}{T_2 - T_1} + \dot{m}_{01} \right] \sqrt{\frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T_1 \leq T \leq T_2 \\ \varepsilon \dot{m}_{02} \sqrt{\frac{T_2}{T} \frac{|\Delta P|}{\Delta P_0}} & \text{si } T_2 < T \end{cases}$$

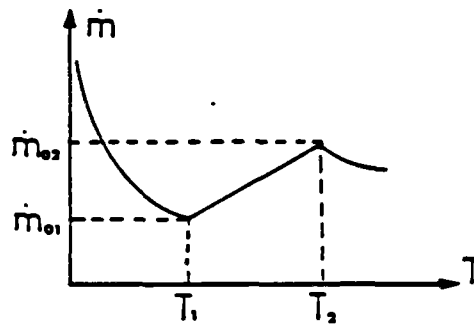


Figure 4 : Variation du débit en fonction de la température sous une différence de pression donnée ΔP_0 (bouche thermomodulante)

4.25 - Bouche hygroréglable

4.251 - Définition

Une bouche est dite hygroréglable si la section de passage de l'air se modifie automatiquement pour faire varier le débit en fonction de l'humidité de l'air qui traverse la bouche (2)

4.252 - Modélisation

Caractéristique quadratique sur toute la plage de la pression, le débit type varie linéairement de \dot{m}_{01} à \dot{m}_{02} ($\dot{m}_{01} < \dot{m}_{02}$) dans l'intervalle d'humidité relative (HR1, HR2) (voir figure 5) :

$$\dot{m} = \begin{cases} \varepsilon \dot{m}_{01} \sqrt{\frac{T_0 |\Delta P|}{T \Delta P_0}} & \text{si } HR < HR1 \\ \varepsilon \left[(\dot{m}_{02} - \dot{m}_{01}) \frac{HR - HR1}{HR2 - HR1} + \dot{m}_{01} \right] \sqrt{\frac{T_0 |\Delta P|}{T \Delta P_0}} & \text{si } HR1 \leq HR \leq HR2 \\ \varepsilon \dot{m}_{02} \sqrt{\frac{T_0 |\Delta P|}{T \Delta P_0}} & \text{si } HR2 < HR \end{cases}$$

où HR désigne l'humidité relative de l'air ramenée à la température de référence T_0 .

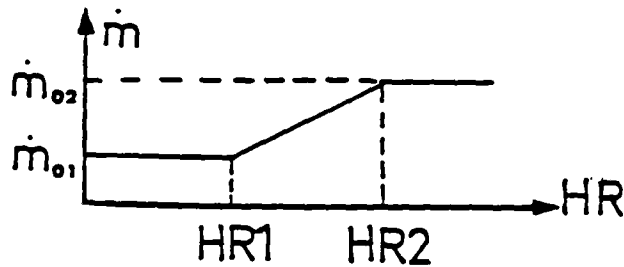


Figure 5 : Variation du débit en fonction de l'humidité relative pour une température T_0 et une différence pression ΔP_0 donnée (bouche hygroréglable).

4.3 - GRANDES OUVERTURES

L'écoulement à travers une grande ouverture est régi par la répartition du champ de pression et de température de part et d'autre de l'ouverture. Des phénomènes de contre courant peuvent apparaître lorsque la température de l'air de part et d'autre de l'ouverture est différente. Dans ce cas les débits d'air échangés par convection naturelle sont considérables (voir figure 1).

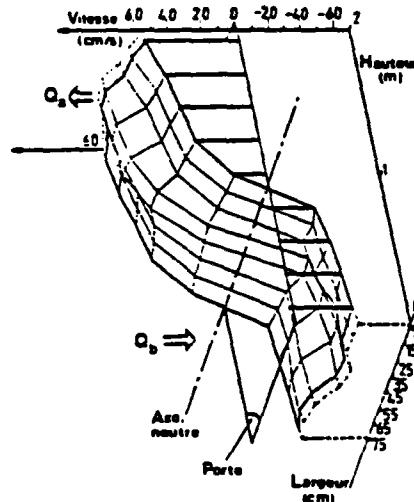
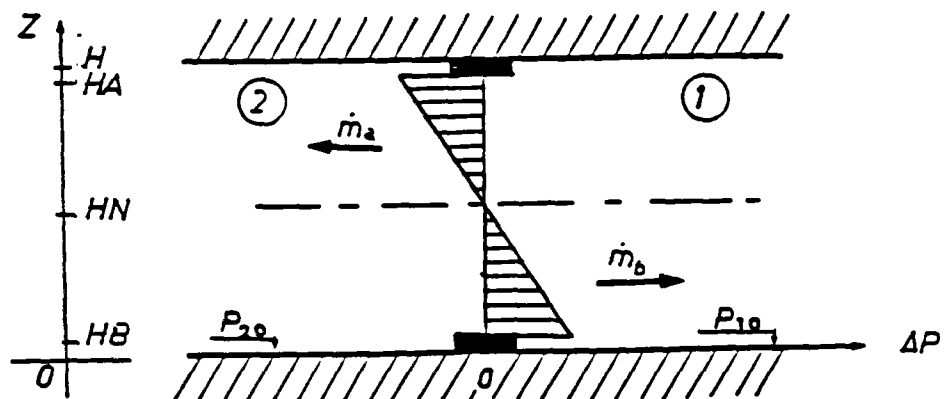


Figure 1 : Exemple de champ de vitesse mesuré à travers une porte intérieure (61).

L'étude de ces écoulements internes a fait l'objet de nombreuses recherches qui ont mis en évidence ces phénomènes (2) (43) (72) (73) (104) (113) (114) (119) (127).

Dans ce qui suit, on va modéliser ce phénomène en se basant sur quelques hypothèses simplificatrices et en faisant l'analogie avec quelques écoulements connus.

4.31 - Schéma de principe



4.32 - Hypothèses et notations

Considérons deux volumes séparés par une grande ouverture (porte, fenêtre). On suppose que la température, T_i (K), est uniforme dans chaque volume (voir annexe 1).

L'air est assimilé à un gaz parfait, dont on peut, pour le cas traité, négliger les variations de pression absolue (au sens de l'équation d'état) :

$$\rho_1 T_1 = \rho_2 T_2 = C^{te}$$

Le champ de pression étant supposé hydrostatique, la pression dans chaque volume s'écrit :

$$P_i(z) = P_{i0} - \rho_i g z$$

où P_{i0} = pression de l'air de la zone i au niveau du plancher (Pa)

Par analogie à un écoulement "en nappe", on suppose que l'écoulement de l'air à travers une tranche de largeur L et de hauteur dz suit la loi d'orifice :

$$d\dot{m} = C L \sqrt{2 \rho_i |\Delta P(z)|} dz \quad (1)$$

où $d\dot{m}$: débit masse de l'air à travers une tranche
de hauteur dz (kg/s)

L : largeur de l'ouverture (m)

ΔP : différence de pression de part et d'autre de l'ouverture (Pa)

C : coefficient de décharge supposé constant (-)

Par définition, le plan neutre est situé à une hauteur, HN (m), telle que la différence de pression de part et d'autre de l'ouverture à cette même hauteur est nulle ; pour $z = HN$ on a $\Delta P(HN) = 0$.

On désigne par HB (resp. HA) la hauteur basse (resp. haute) de l'ouverture (m).

On désigne par \dot{m}_a (resp. \dot{m}_b) le débit massique transitant à travers la grande ouverture au dessus (resp. dessous) du plan neutre (kg/s).

Les conventions de signe sont les suivantes : Le débit entrant dans la zone 1 est compté positivement et inversement pour le débit sortant.

4.33 - Calcul des débits échangés

4.331 - Calcul de $\Delta P(z)$ en fonction de HN

En se basant sur le paragraphe précédent, un calcul simple permet de déterminer la hauteur du plan neutre :

$$HN = \frac{\Delta P_0}{\Delta \rho g}$$

où : $\Delta P_0 = P_{20} - P_{10}$

$$\Delta \rho = \rho_2 - \rho_1$$

et la différence de pression de part et d'autre de l'ouvrant en fonction de z :

$$\Delta P(z) = \Delta \rho g (z - HN)$$

4.332 - Calcul des débits \dot{m}_a et \dot{m}_b

4.3321 - Cas où les températures T_1 et T_2 sont égales

Dans ce cas, les transferts convectifs sont nuls et on est en présence d'un seul débit d'air traversant l'ouverture dans un sens ou dans l'autre.

$\Delta P(z)$ est indépendante de z et l'intégration de l'équation (1) conduit à :

$$\dot{m} = \varepsilon C L (HA - HB) \sqrt{2 \rho |\Delta P|}$$

$$\text{avec} \quad \varepsilon = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta P \geq 0 \\ -1 & \text{si } \Delta P < 0 \end{cases}$$

4.3322 - Cas où T_1 est différente de T_2

Dans ce cas l'intégrale générale de l'équation (1) sur un intervalle dans lequel $\Delta P(z)$ ne change pas de signe nous donne le débit :

$$\dot{m}(z_1, z_2) = \alpha \frac{2}{3} CL \sqrt{2\rho|\Delta p|g} [|HN - z_1|^{3/2} - |HN - z_2|^{3/2}]$$

avec :

$$\alpha = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta p > 0 \\ -1 & \text{si } \Delta p < 0 \end{cases}$$

$$\rho = \frac{1}{2} [\rho_1(1-\epsilon) + \rho_2(1+\epsilon)]$$

$$\text{où } \epsilon = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta P\left(\frac{z_1+z_2}{2}\right) > 0 \\ -1 & \text{si } \Delta P\left(\frac{z_1+z_2}{2}\right) < 0 \end{cases}$$

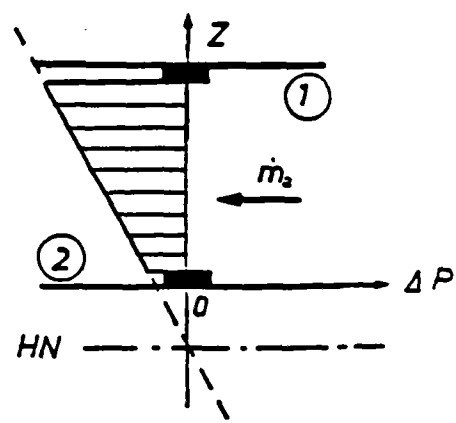
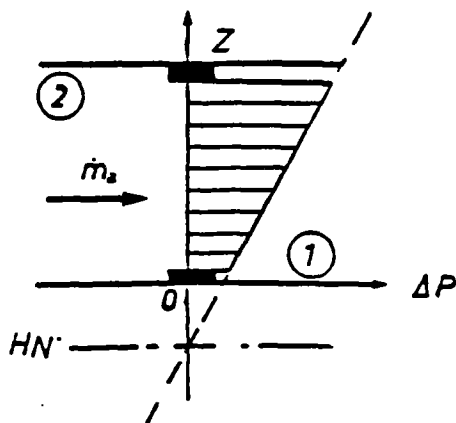
Suivant la position de la hauteur du plan neutre, HN, plusieurs cas de figures peuvent se présenter :

Premier cas : $HN < HB$

L'écoulement s'effectue dans un seul sens suivant le signe de ΔT :

$$\dot{m}_a = \dot{m}(HB, HA)$$

$$\dot{m}_b = 0$$

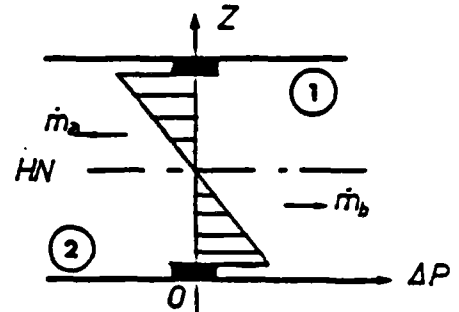
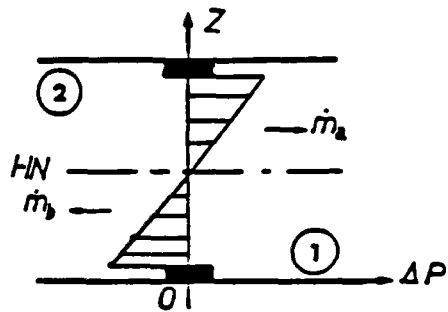


. Deuxième cas : $HB \leq HN \leq HA$

Le sens de l'écoulement s'inverse de part et d'autre du plan neutre :

$$\dot{m}_a = \dot{m} (HN, HA)$$

$$\dot{m}_b = \dot{m} (HB, HN)$$

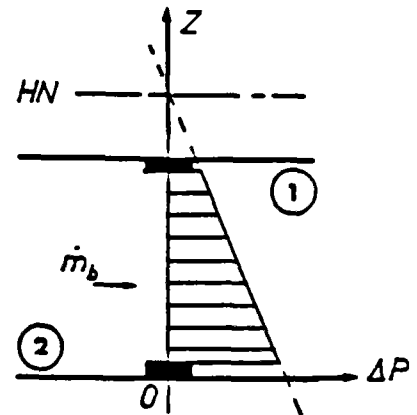
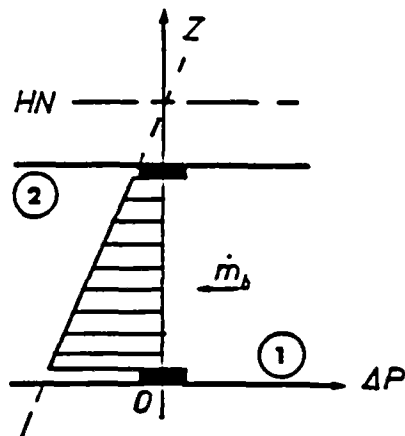


. Troisième cas : $HN > HA$

Ce cas est similaire au premier cas :

$$\dot{m}_a = 0$$

$$\dot{m}_b = \dot{m} (HB, HA)$$



4.34 - Modèle mathématique pour déterminer le coefficient de décharge d'une grande ouverture.

S'il est réaliste de prendre un coefficient de décharge, C , constant pour les écoulements à travers les entrées d'air et les bouches d'extraction, il n'en est pas de même pour les grandes ouvertures.

En effet, la vitesse de l'air à travers des grandes sections reste très faible quand la température des deux volumes sont les mêmes et l'écoulement tend à être laminaire. Dans ce cas, on doit considérer que les forces de viscosité ne sont plus négligeables et que le coefficient de décharge est fonction du nombre de Reynolds.

4.341 - Cas où T_1 égale à T_2

Dans ce cas on a un écoulement dans un seul sens suivant le signe de P (dans la suite on va supposer que ΔP est positive).

Compte tenu du manque de données expérimentales exploitables pour déterminer le coefficient de décharge, on propose d'assimiler la perte de charge de l'ouvrant (ex. porte intérieure) à celle existant dans un conduit de grandes dimensions (voir figure 2).

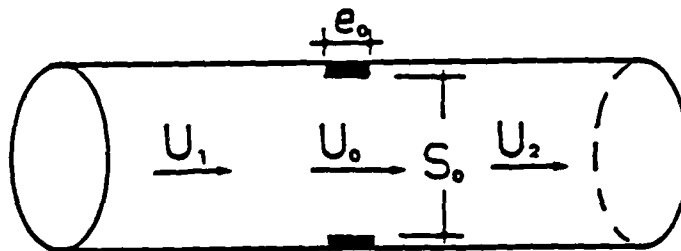


Figure 2

En fait, les écoulements dans les conduits ont fait depuis longtemps l'objet de nombreuses études et on dispose d'abondantes données expérimentales concernant la perte de charge d'une ouverture à bord épais laissant passer l'écoulement d'un volume à un autre.

Dans ce cas la perte de charge s'écrit :

$$\Delta P = \xi \frac{1}{2} \rho U_0^2$$

avec U_0 : la vitesse débitante (m / s)

$$U_0 = \frac{m_0}{\rho S_0}$$

où m_0 : débit masse de l'air (kg / s)

S_0 : section de l'ouverture (m²)

ξ : le coefficient de perte de charge (—)

Le coefficient de perte de charge ξ est fonction de la géométrie et du nombre de Reynolds de l'écoulement dans l'ouverture.

En se référant aux données expérimentales d'IDEL'CIK (65), on a pu lisser la courbe $\xi = f(Re)$ pour des grandes ouvertures (voir figure 3).

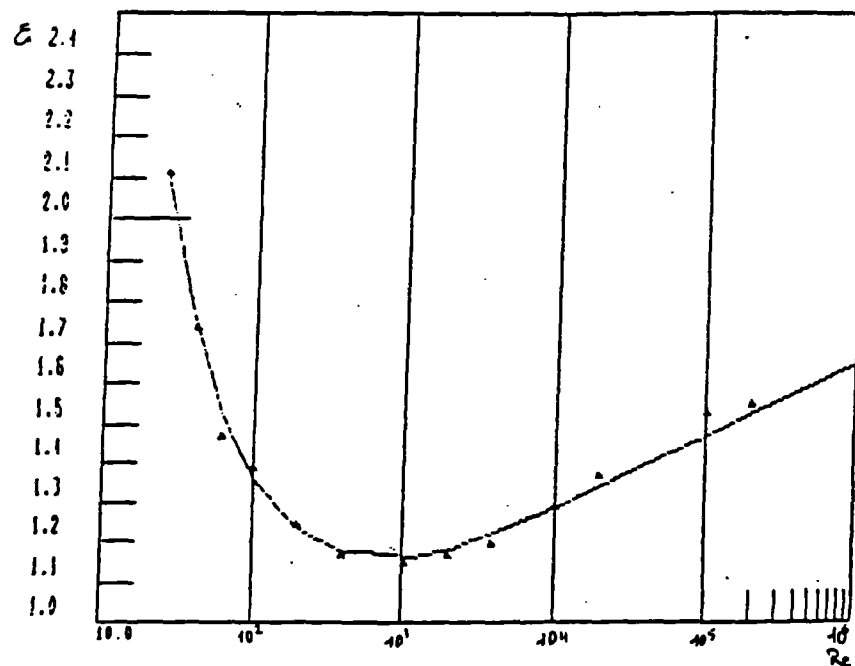


Figure 3

L'équation retenue est de la forme :

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = a_0 + \frac{a_1}{(Re \sqrt{\xi})^{0.2}} + \frac{a_2}{(Re \sqrt{\xi})^{0.5}}$$

où a_0 , a_1 et a_2 sont des coefficients adimensionnels fonction de la géométrie.

Cette équation peut aussi s'écrire compte tenu de la relation entre C et ξ :

$$C = a_0 + a_1 \left(\frac{C}{Re} \right)^{0.2} + a_2 \left(\frac{C}{Re} \right)^{0.5}$$

Comme par définition :

$$\frac{C}{Re} = \frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P}}$$

avec D_H : diamètre hydraulique de l'ouverture (m)

$$D_H = \frac{4 S_0}{\chi}$$

où χ est le périmètre (m)

η : viscosité dynamique de l'air (kg / m.s)

On a l'expression suivante du coefficient de décharge en fonction de ΔP :

$$C = a_0 + a_1 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P}} \right)^{0.2} + a_2 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P}} \right)^{0.5}$$

Pour une porte de dimension courante entre deux volumes égaux on a :

$$a_0 = 0,68 \quad a_1 = 1,66 \quad \text{et} \quad a_2 = - 5,62$$

Pour les autres formes d'ouverture les coefficients a_0 , a_1 et a_2 sont pratiquement les mêmes et l'expression proposée donne des résultats à 5 % près.

On remarque que dans cette expression, lorsque ΔP est assez grand, le coefficient de décharge, C , tend vers une valeur égale à environ 0.7, proche de celle retenue par la plupart des auteurs (0.6 à 0.7) (voir figure 4).

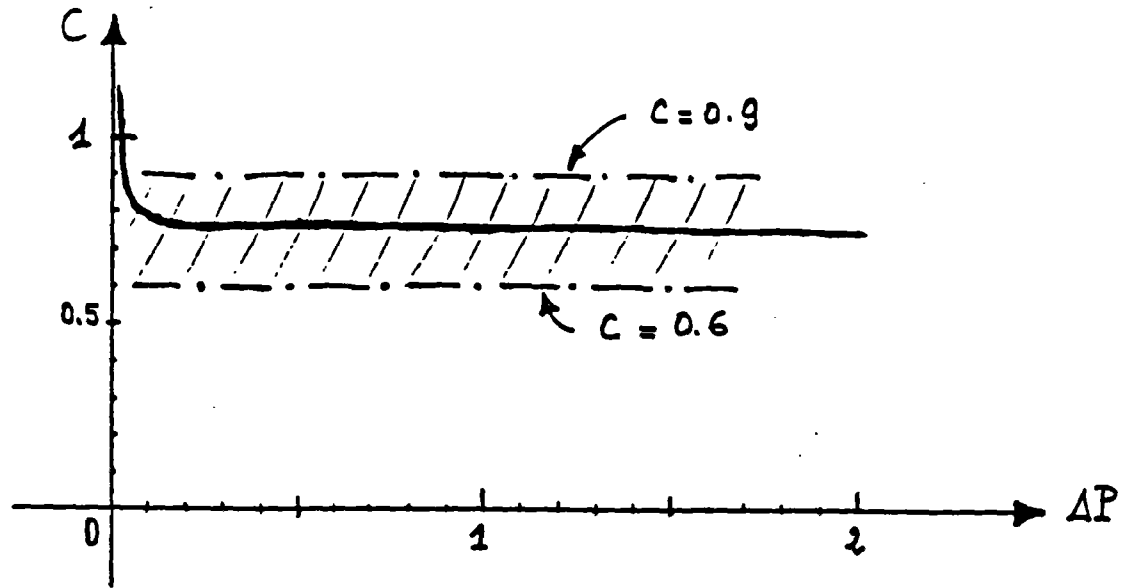


Figure 4

4.3.42 - Ccs où T_1 est différent de T_2

Dans ce cas on a un écoulement dans les deux sens.

Si on désigne par U_h (resp. U_b) la vitesse débitante de l'air dans la partie haute (resp. basse) (voir figure 5) on peut faire le même raisonnement qu'au paragraphe précédent.

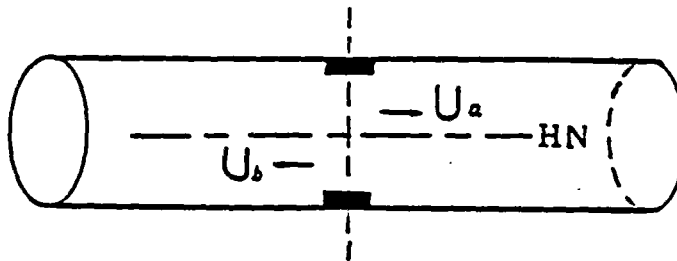


Figure 5

Soit $U(z_1, z_2)$ la vitesse débitante sur l'intervalle (z_1, z_2) dans lequel $P(z)$ ne change pas de signe. on peut écrire compte tenu du paragraphe 4.3322 :

$$U(z_1, z_2) = \alpha C \frac{2}{3} \frac{1}{z_2 - z_1} \sqrt{2 \frac{|\Delta p|}{\rho} g [|HN - z_1|^{3/2} - |HN - z_2|^{3/2}]}$$

avec

$$\alpha = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta p > 0 \\ -1 & \text{si } \Delta p < 0 \end{cases}$$

$$\rho = \frac{1}{2} [\rho_1 (1 - \varepsilon) + \rho_2 (1 + \varepsilon)]$$

$$\text{où } \varepsilon = \begin{cases} +1 & \text{si } \Delta P \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) > 0 \\ -1 & \text{si } \Delta P \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) < 0 \end{cases}$$

Si on désigne par

$$\Delta P_d = \xi \frac{1}{2} \rho [U(z_1, z_2)]^2$$

la perte de charge correspondante à la vitesse débitante $U(z_1, z_2)$, en développant et en remplaçant ξ par $1/C^2$ on a :

$$\Delta P_d = \left\{ \frac{2}{3} \Delta p g [|HN - z_1|^{3/2} - |HN - z_2|^{3/2}] \right\}^2$$

Nous proposons de définir un coefficient de décharge sur l'intervalle (z_1, z_2) de la manière suivante :

$$C(z_1, z_2) = a_0 + a_1 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P_d}} \right)^{0.2} + a_2 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P_d}} \right)^{0.5}$$

$$\text{avec } D_H = \frac{2L(z_2 - z_1)}{z_2 - z_1 + L}$$

$$\text{et } \eta = \frac{1}{2} [\eta_1 (1 - \varepsilon) + \eta_2 (1 + \varepsilon)]$$

4.35 - Formules pratiques

	$C = 0.68 + 1.66 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P_d}} \right)^{0.2} - 5.62 \left(\frac{\eta}{D_H \sqrt{2 \rho \Delta P_d}} \right)^{0.5}$	
$\Delta T = 0$	$m = \epsilon_1 C L (H_A - H_B) \sqrt{2 \rho \Delta P_0 }$	
	$D_H = \frac{2 L (H_A - H_B)}{H_A - H_B + L} \quad ; \quad \Delta P_d = \Delta P_0 $	
$\Delta T \neq 0$	$\Delta P(z) = \Delta P_0 - \Delta \rho g z \quad ; \quad H_N = \frac{\Delta P_0}{\Delta \rho g}$	
	$\dot{m}(z_1, z_2) = \epsilon_2 \frac{2}{3} C L \sqrt{2 \rho \Delta \rho g} [H_N - z_1 ^{3/2} - H_N - z_2 ^{3/2}]$	
	$D_H = \frac{2 L (z_2 - z_1)}{z_2 - z_1 + L} \quad ; \quad \Delta P_d = \left\{ \frac{2}{3} \Delta \rho g [H_N - z_1 ^{3/2} - H_N - z_2 ^{3/2}] \right\}^2$	
	HN < HB	$\begin{aligned} \dot{m}_a &= m(H_A, H_B) \\ \dot{m}_b &= 0 \end{aligned}$
	HB ≤ HN ≤ HA	$\begin{aligned} \dot{m}_a &= m(H_N, H_A) \\ \dot{m}_b &= m(H_B, H_N) \end{aligned}$
	HA < HN	$\begin{aligned} \dot{m}_a &= 0 \\ \dot{m}_b &= m(H_B, H_A) \end{aligned}$

avec $\Delta T = T_2 - T_1$; $\Delta \rho = \rho_2 - \rho_1$; $\Delta P_0 = P_{20} - P_{10}$

$$\rho = \frac{1}{2} [\rho_1 (1 - \epsilon_1) + \rho_2 (1 + \epsilon_1)] \quad ; \quad \eta = \frac{1}{2} [\eta_1 (1 - \epsilon_1) + \eta_2 (1 + \epsilon_1)]$$

$$\epsilon_1 = \frac{\Delta P \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)}{|\Delta P \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right)|} \quad ; \quad \epsilon_2 = \frac{\Delta T}{|\Delta T|}$$

4.4 - FEUILLURES DES OUVRANTS (Portes et fenêtres)

Lorsque les portes ou les fenêtres sont fermées, il existe toujours des passages d'air tout autour de ces ouvertures qu'on appelle des interstices.

Les écoulements de l'air à travers ces interstices sont des écoulements qu'on peut mettre sous la forme :

$$\Delta P = \xi \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (1)$$

où U est la vitesse débitante et ξ est le coefficient de perte de charge fonction de la géométrie et du nombre de Reynolds de l'écoulement.

Dans l'habitat, il existe trois types d'interstices (voir figure 1) :

- 1 - Décalonnage normal des portes
- 2 - Passage d'air avec un changement de direction
- 3 - Passage d'air avec deux changements de direction

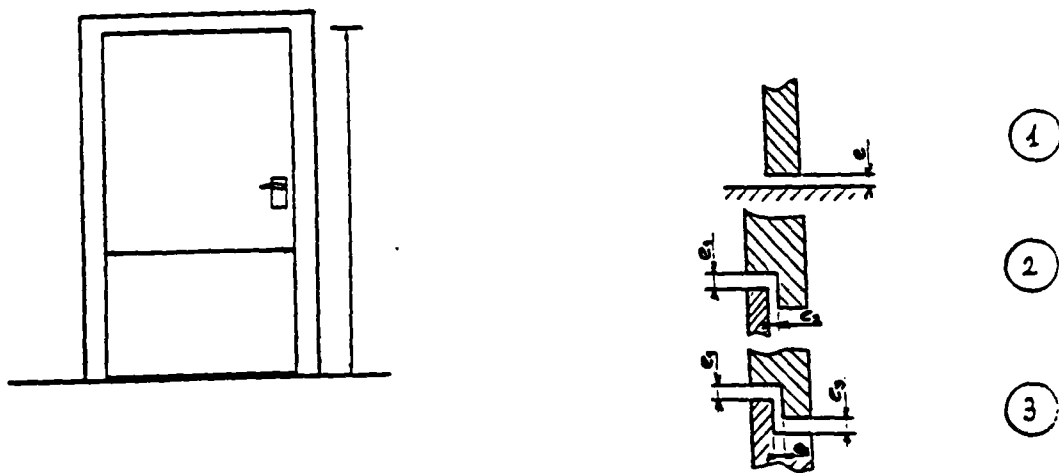


Figure 1

En faisant l'analogie avec les écoulements dans les conduits, on peut introduire le paramètre z/D_H , où z est la profondeur de l'interstice et D_H est le diamètre hydraulique du passage d'air, de telle sorte que le coefficient de perte de charge prend la forme :

$$\xi = f \left(Re, \frac{z}{D_H} \right)$$

$$\text{avec } D_H = 2e \quad (\text{car } L \gg e)$$

$$Re = \frac{U \rho D_H}{\eta}$$

la fonction f peut être déterminée expérimentalement.

Une série de mesures, sur des configurations réelles, ont permis à ETHERIDGE (46) de proposer une équation de la forme :

$$f \left(Re, \frac{z}{D_H} \right) = A \frac{z}{D_H} \frac{1}{Re} + B \quad (2)$$

où A et B sont des constantes déterminées expérimentalement suivant le type de l'interstice.

On remarque sur la figure 2 que l'équation (2) donne des bonnes valeurs en accord avec les mesures effectuées par l'auteur.

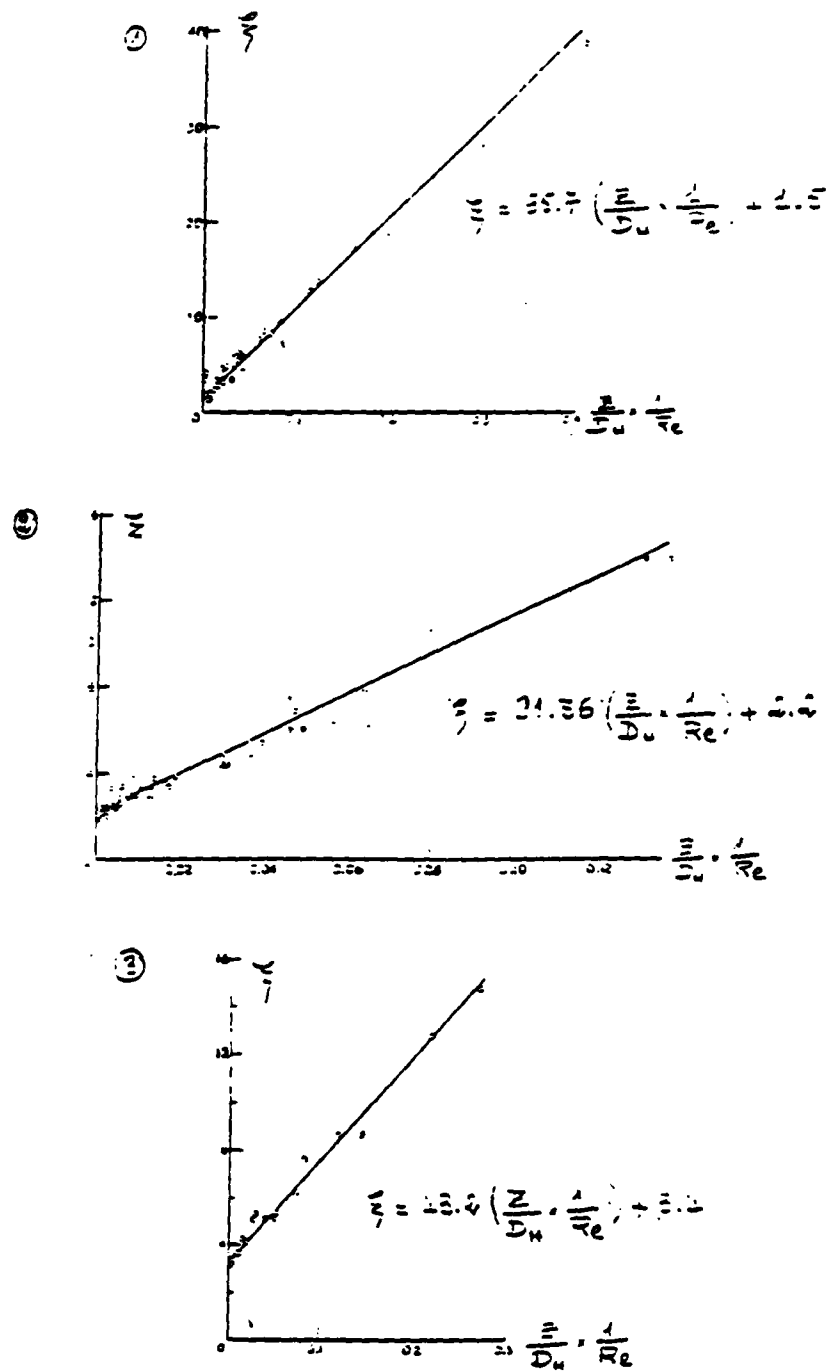


Figure 2 : Résultats expérimentaux et équations choisies pour trois types d'interstices (1.2 et 3)

Compte tenu de la définition du nombre de Reynolds, en remplaçant ξ par sa valeur dans l'équation (1) on a :

$$\Delta P = \frac{B}{2} \frac{z \eta}{D_H^2} U + \frac{A}{2} \rho U^2$$

où bien compte tenu de la définition de la vitesse débitante, l'équation de débit peut s'écrire :

$$\dot{m} = \epsilon S \left[-\alpha \frac{z \eta}{e^2} + \sqrt{\left(\frac{\alpha z \eta}{e^2} \right)^2 + \frac{2}{\beta} \rho |\Delta P|} \right] \quad (3)$$

avec

$$\begin{aligned} S &= L \cdot e = \text{section du passage d'air} & (\text{m}^2) \\ L &= \text{largeur du passage d'air} & (\text{m}) \\ e &= \text{épaisseur du passage d'air} & (\text{m}) \\ z &= \text{profondeur du passage d'air} & (\text{m}) \\ \epsilon &= \left\{ \begin{array}{ll} +1 & \text{si } \Delta P \geq 0 \\ -1 & \text{si } \Delta P < 0 \end{array} \right\} \end{aligned}$$

et α et β des constantes données en fonction du type de l'interstice (voir tableau 1)

	TYPE DE L'INTERSTICE		
	1	2	3
α	7.975	5.191	1.588
β	1.5	2.2	3.4

TABLEAU 1

L'expression (3) a le mérite d'être dimensionnellement correcte et de donner les valeurs de débit sur toute la plage de la pression. Le coefficient de perte de charge vérifie les conditions aux limites, à savoir lorsque Re est très grand (écoulement turbulent) ξ tend vers une valeur constante et lorsque Re est très petit, le débit devient proportionnel à la différence de pression.

Néanmoins, d'autres chercheurs ont donné des formes différentes pour l'équation de flux. Elles sont plus simples mais ne sont utilisables que sur des plages bien restreintes de la pression.

On note pour mémoire l'expression proposée par DE SOUZA (14) qui résulte des mesures expérimentales et qui peut se mettre sous la forme adimensionnelle suivante :

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_0} = \left(\frac{e_0}{e} \right)^2 \left(\frac{L_0}{L} \frac{\rho}{\rho_0} \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \right)^{1.8} \quad (4)$$

avec : $3\text{mm} \leq e \leq 10\text{mm}$

et $0.3 \text{ Pa} \leq \Delta P \leq 2.5 \text{ Pa}$

Dans cette expression P_0 , e_0 , L_0 , ρ_0 et \dot{m}_0 sont respectivement : la différence de pression, l'épaisseur, la largeur, la masse volumique et le débit masse de référence.

Pour $P_0 = 1 \text{ Pa}$, $e_0 = 3 \text{ mm}$, $L_0 = 1 \text{ m}$ et $\rho_0 = 1.2 \text{ kg/m}^3$

Le débit \dot{m}_0 est donné suivant le type de l'interstice (voir Tableau 2)

	TYPE DE L'INTERSTICE		
	1	2	3
\dot{m}_0 (kg/h)	10.885	7.940	6.586

TABLEAU 2

On remarque dans l'expression (4) que les seuls paramètres géométriques sont : l'épaisseur (e) et la largeur (L) du passage d'air et qu'on ne tient pas compte de la profondeur. Ceci est dû probablement à un souci de simplification surtout lorsqu'on sait que dans la pratique, pour les portes courantes, la profondeur de l'interstice ne varie pas beaucoup ($2\text{cm} \leq z \leq 6\text{cm}$). Cela explique enfin l'erreur relative importante révélée par l'auteur et qui est de l'ordre de 25 %.

4.5 - PAROIS OPAQUES - DEFAUTS D'ETANCHEITE

A côté des orifices "normaux" où s'écoule l'air de ventilation, apparaissent des écoulements parasites.

4.51 - Perméabilité

On désigne par la perméabilité, P , le débit volume horaire d'air qui s'infiltré de part et d'autre d'une paroi opaque sous une différence de pression $P = 1 \text{ Pa}$ à 20°C .

L'équation de l'écoulement que l'on admet généralement à partir des expériences est de la forme :

$$\dot{m} = k \Delta P^n \quad (1)$$

où n est compris entre 0.5 et 1 et K est un rapport de proportionnalité fonction de la géométrie.

Des études antérieures (31) (94) (112) précisent qu'on peut donner une valeur moyenne à l'exposant n égale à $2/3$ de telle sorte que l'équation (1) prend la forme :

$$\dot{m} = \frac{P \rho_{20}}{3600} \left(\frac{\rho}{\rho_{20}} \right)^{2/3} \Delta P^{2/3} \quad (2)$$

où	\dot{m}	= débit masse d'infiltration d'air	(kg/s)
	P	= perméabilité de la paroi	($\text{m}^3/\text{h} \cdot \text{Pa}^{-2/3}$)
	ρ_{20}	= masse volumique de l'air à 20°C	= 1.2 (kg/m^3)
	ρ	= masse volumique de l'air	(kg/m^3)
	ΔP	= différence de pression de part et d'autre de la paroi	(Pa)

En réalité les valeurs K et n dans une expression de type (1) ne sont pas constantes et varient avec la pression, ce qui rend hasardeux l'exploitation de cette formule hors de l'intervalle dans lequel elle a été établie (45) (69).

On présente ci-après, un modèle qui nous semble mieux prendre en compte cette interaction ; il n'a cependant pas été validé expérimentalement.

4.52 - Perte de charge à travers un orifice percé à travers une paroi épaisse de surface infinie

Supposons qu'on a un orifice de diamètre D_0 dans une paroi infinie d'épaisseur l (voir figure 1).

Le coefficient de perte de charge à travers cet orifice est :

$$\xi_0 = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho U_0^2} \quad (3)$$

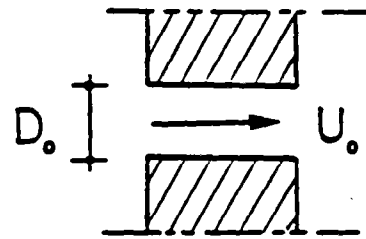


Figure 1

En toute rigueur le coefficient ξ_0 est fonction de la géométrie et du nombre de Reynolds Re .

Dans notre cas on s'est servi des données expérimentales du coefficient de perte de charge exposées par IDEL'CIK (65) pour lisser la courbe

$$\xi_0 = f \left(Re, \frac{l}{D_0} \right)$$

et on propose de retenir la formule suivante :

$$\xi_0 = 1 + \frac{64}{Re} \left(\frac{1}{2} + \frac{l}{D_0} \right) \quad (4)$$

Cette expression donne des valeurs cohérentes à 5 % près avec les données tabulées par IDEL'CIK.

4.53 - Modélisation de la perméabilité d'une paroi opaque

Les défauts d'étanchéité d'une paroi opaque sont dus à la présence de toute forme de fissures et de micro fissures (voir figure 2).

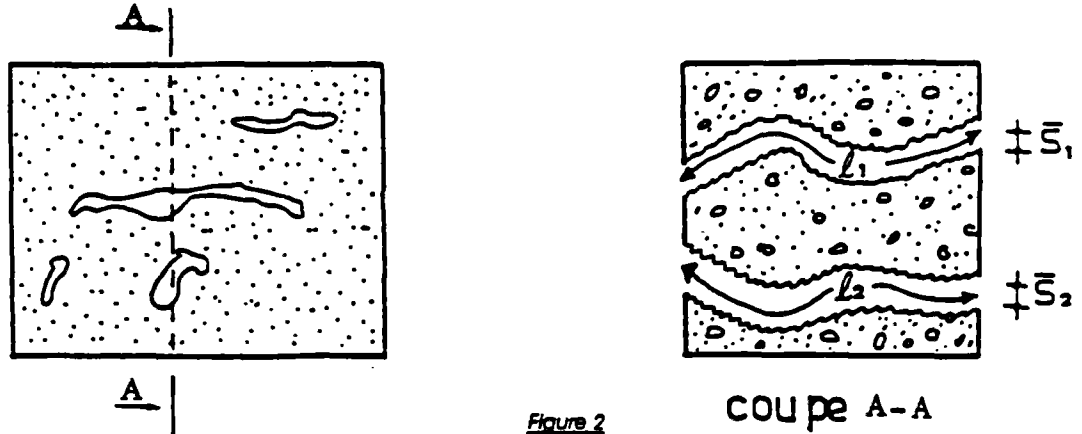


Figure 2

Si on désigne par S la surface totale de la paroi on peut définir une vitesse U débitante relative à cette section telle que :

$$\Delta P = \xi_p \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (5)$$

où ξ_p est le coefficient de perte de charge de la paroi.

Maintenant supposons que cette perte de charge est la même que celle qui aurait pu se produire dans une grille qui a les mêmes dimensions que la paroi et qui a la même section libre constituée d'orifices de diamètres identiques D_{ge} (voir figure 3).

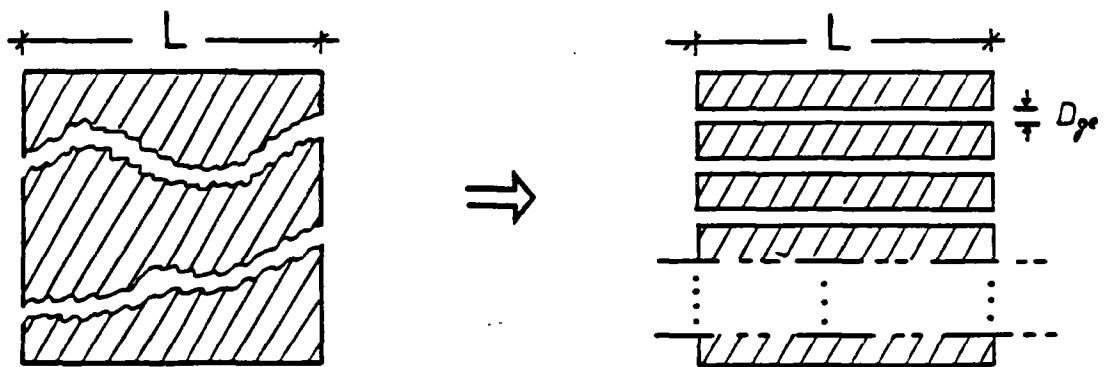


Figure 3

de telle sorte qu'on pourrait utiliser l'expression (4) du coefficient de perte de charge d'un orifice dans une paroi infinie.

En désignant par S_L la section libre de la paroi on peut écrire :

$$U_0 \Sigma S_0 = U_1 S_L = U S$$

la perte de charge s'écrit alors :

$$\Delta P = \xi_0 \frac{1}{2} \rho \left(U \frac{S}{S_L} \right)^2$$

et par conséquent on a compte tenu de notre hypothèse :

$$\xi_p = \xi_0 \left(\frac{S}{S_L} \right)^2$$

ou bien compte tenu de l'équation (4) :

$$\xi_p = \left[1 + \frac{64}{Re} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{D_{ge}} \right) \right] \left(\frac{S}{S_L} \right)^2$$

$$\text{où } Re = \frac{U_0 D_{ge} \rho}{\eta} = \frac{U D_{ge} \rho S}{\eta S_L}$$

Il résulte que pour pouvoir utiliser l'expression (6) il faut déterminer le diamètre des orifices de la grille équivalente D_{ge} .

En remplaçant ξ_p par sa valeur dans l'expression (5) on a :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho \left(U \frac{S}{S_L} \right)^2 + \frac{32 \eta}{D_{ge}} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{D_{ge}} \right) U \frac{S}{S_L}$$

D'où une équation de flux de la forme :

$$\dot{m} = S_L \left[-\alpha + \sqrt{\alpha^2 + 2 \rho \Delta P} \right]$$

formellement identique à l'équation (3) du paragraphe 4.4.

avec S_L = section libre de la paroi (m^2)

$$\alpha = \frac{64 \eta}{D_{ge}} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{D_{ge}} \right) \quad (kg/s.m^2)$$

L'expression (7) vérifie les conditions théoriques à savoir que le flux d'air fonction de la pression est linéaire lorsqu'on est aux faibles pressions et quadratique lorsqu'on a un fort gradient de pression.

En outre cette expression est dimensionnellement correcte ce qui facilite l'exploitation des résultats expérimentaux.

En effet, les variables à connaître sont la section libre S_L et le diamètre équivalent des orifices D_{ge} . Ces deux inconnues peuvent être déterminées expérimentalement (voir figure 4).

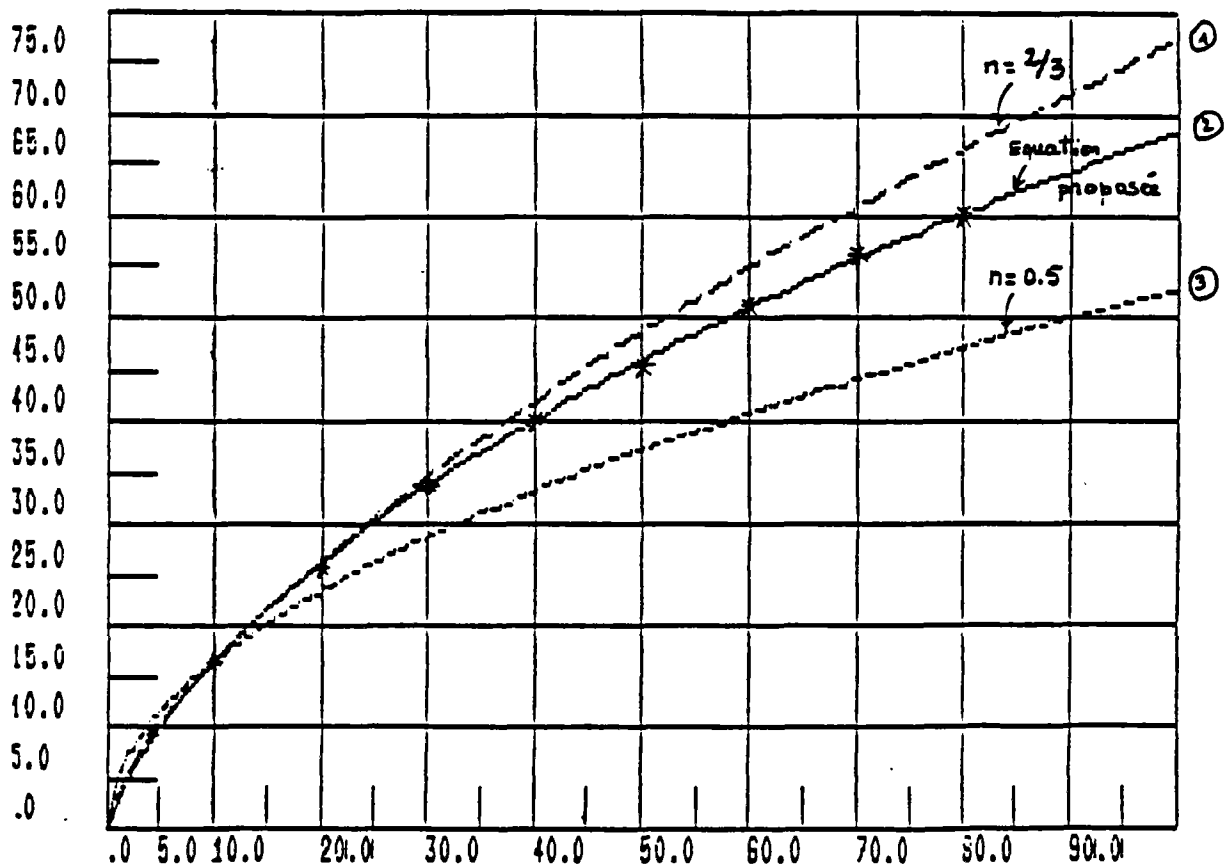


Figure 4 : Courbes débit-pression avec trois modèles différents pour une paroi opaque (53).

4.6 - CONDUITS DE VENTILATION

Ce paragraphe a pour objet de rappeler les phénomènes physiques mis en jeu et de les modéliser en exploitant les équations et les méthodes de calcul applicables à tous les systèmes d'évacuation des produits de combustion et de l'air de ventilation par conduit ou ensemble de conduits verticaux, compte tenu des caractéristiques thermiques et aérauliques propres à ces derniers. Les conduits sont décomposés en tronçons élémentaires rectillignes et de section constante, reliés entre eux par des singularités dont on précisera l'influence sur l'écoulement (35) (36) (40).

On entend par singularité :

- Le raccordement d'un appareil au conduit,
- Les accidents de parcours : coudes, changement de diamètre, ...
- La confluence ou la séparation de plusieurs écoulements.

N'importe quel type de conduit peut être décomposé en un certain nombre de tronçons élémentaires et de jonctions pour lesquels on sait exprimer les valeurs de sorties des paramètres caractérisant l'écoulement en fonction des valeurs à l'entrée des caractéristiques propres de l'élément de circuit considéré. Le calcul peut ainsi s'effectuer de proche en proche, de l'entrée du réseau jusqu'au débouché du conduit, avec "bouclage" sur l'atmosphère extérieure.

4.61 - Equation de Bernoulli généralisée

Soit un conduit limité par deux sections S_1 et S_2 et de volume V . On suppose qu'il n'y a pas de machine (ventilateur) entre S_1 et S_2 (voir figure 1).

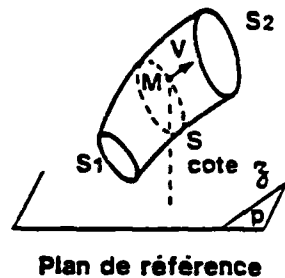


Figure 1

En tout point M de l'écoulement on a :

p la pression statique	(Pa)
v la vitesse du fluide	(m/s)
ρ la masse volumique	(kg/m ³)
z la cote du point M	(m)
T la température	(K)

Dans une section S quelconque du conduit, supposons que nous puissions définir :

- une vitesse moyenne U (m),
- un débit masse $\dot{m} = \rho_{ms} U S$ qui définit une masse volumique moyenne ρ_{ms} dans la section S ,
- une pression statique p ,
- une température moyenne dans la section S , T_s (K).

Soit W_f la puissance dissipée sous forme de chaleur par suite des frottements des particules fluides sur la surface limitant le volume V et des particules fluides entre elles à l'intérieur de V .

On peut démontrer sans faire d'hypothèses particulières que l'équation de Bernoulli se met sous la forme la plus générale suivante :

$$-\frac{W_f}{m} = \left(\frac{p_2}{\rho_2} + g z_2 + \alpha_2 \frac{U_2^2}{2} \right) - \left(\frac{p_1}{\rho_1} + g z_1 + \alpha_1 \frac{U_1^2}{2} \right) - \frac{1}{m} \iiint_V p \operatorname{div} \vec{v} \, dv \quad (1)$$

avec dv élément du volume V .

Les indices 2 se rapportent à la section S_2 .

Les indices 1 se rapportent à la section S_1 .

En particulier si le fluide est à masse volumique constante :

$$\rho = \rho_1 = \rho_2 \quad \text{on a} \quad \iiint_V \operatorname{div} \vec{v} \, dv = 0 \quad (\operatorname{div} \vec{v} = 0)$$

α_1 et α_2 sont des coefficients de répartition de vitesse et g est l'accélération de la pesanteur. Pour être utilisable, l'équation de Bernoulli doit être simplifiée de façon à évaluer l'intégrale triple (intégrale de volume).

Pour les conduits de fumée et de ventilation, on peut faire les hypothèses suivantes :

- La vitesse moyenne de l'écoulement est perpendiculaire à S .
- Les vitesses sont parallèles entre elles et parallèles à la vitesse moyenne.
- Les trajectoires sont rectilignes.
- Les variations de la masse volumique sont négligeables.

L'équation de Bernoulli peut alors s'écrire :

$$-\left|\frac{W_f}{\dot{m}}\right| = \left(\alpha_2 \frac{U_2^2}{2} - \alpha_1 \frac{U_1^2}{2}\right) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\bar{\rho}_m} \quad (2)$$

où $\bar{\rho}_m$ désigne une masse volumique moyenne pour l'ensemble du conduit telle que :

$$\frac{1}{\bar{\rho}_m} = \frac{1}{P_2 - P_1} \int_{P_1}^{P_2} \frac{dp}{\rho_{ms}} \quad \text{avec} \quad p = f\left(\frac{1}{\rho_{ms}}\right)$$

et $\rho_{ms} U_s S = \dot{m}$ dans une section S

Pour un conduit vertical de section constante, entre la cote z et $z + dz$

$\bar{\rho}_m$ est ρ_{ms} : aussi la forme différentielle de l'équation de Bernoulli s'écrit :

$$-\left|\frac{dW_f}{\dot{m}}\right| = d\left(\alpha \frac{U_s^2}{2}\right) + g dz + \frac{dp}{\rho_{ms}} \quad (3)$$

Dans les conduits de ventilation ou de fumée, on assimile le fluide à un gaz parfait dont on néglige les variations de la pression absolue :

$$\rho = \rho_0 \frac{T_0}{T} = \rho_0 \frac{U_0}{U}$$

L'équation (3) peut être intégrée si l'on sait évaluer le terme $\left|\frac{dW_f}{\dot{m}}\right|$, qui représente la perte de charge linéique.

Dans la plus part des cas, lorsqu'on ne connaît pas la répartition de la vitesse, on se contente de prendre $\alpha' = 1$.

En introduisant la notion de perte de pression totale et en prenant $\alpha'_1 = \alpha'_2 = 1$ l'équation de Bernouilli peut s'écrire :

$$\Sigma \Delta P = \left(p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 U_1^2 \right) - \left(p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 U_2^2 \right) + \rho_m g (z_2 - z_1) \quad (4)$$

où $\Sigma \Delta P$ représente la somme des pertes singulières et linéiques dans le conduit (Pa)

$$\rho_m = \frac{1}{z_2 - z_1} \int_{z_1}^{z_2} \rho(z) dz$$

est la masse volumique moyenne pour tout le conduit (kg/m³)

4.62 - Perte de pression totale dans un conduit cylindrique long de section circulaire

Soit D le diamètre d'un conduit cylindrique et L sa longueur, la perte de pression totale peut se mettre sous la forme (40) :

$$\Delta P = \Lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (5)$$

Λ est le coefficient de pertes de charge : il est sans dimension et n'est fonction que du nombre de Reynolds $Re = UD \rho / \eta$ (où η est la viscosité dynamique du fluide (kg/m.s)) et de la rugosité de la paroi.

Pour $Re < 2000$ l'écoulement est en général laminaire et on a :

$$\Lambda = \frac{64}{Re}$$

Pour $Re > 2000$ l'écoulement est en général turbulent.

Si on peut caractériser la rugosité des parois par un seul paramètre linéaire k_s , Λ peut être donnée par la formule de Colebrook (36) établie pour les conduits industriels :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\Lambda}} \right) \quad (6)$$

Cette expression empirique représente assez bien l'ensemble des domaines. Moody l'a traduite en diagramme (voir figure 2).

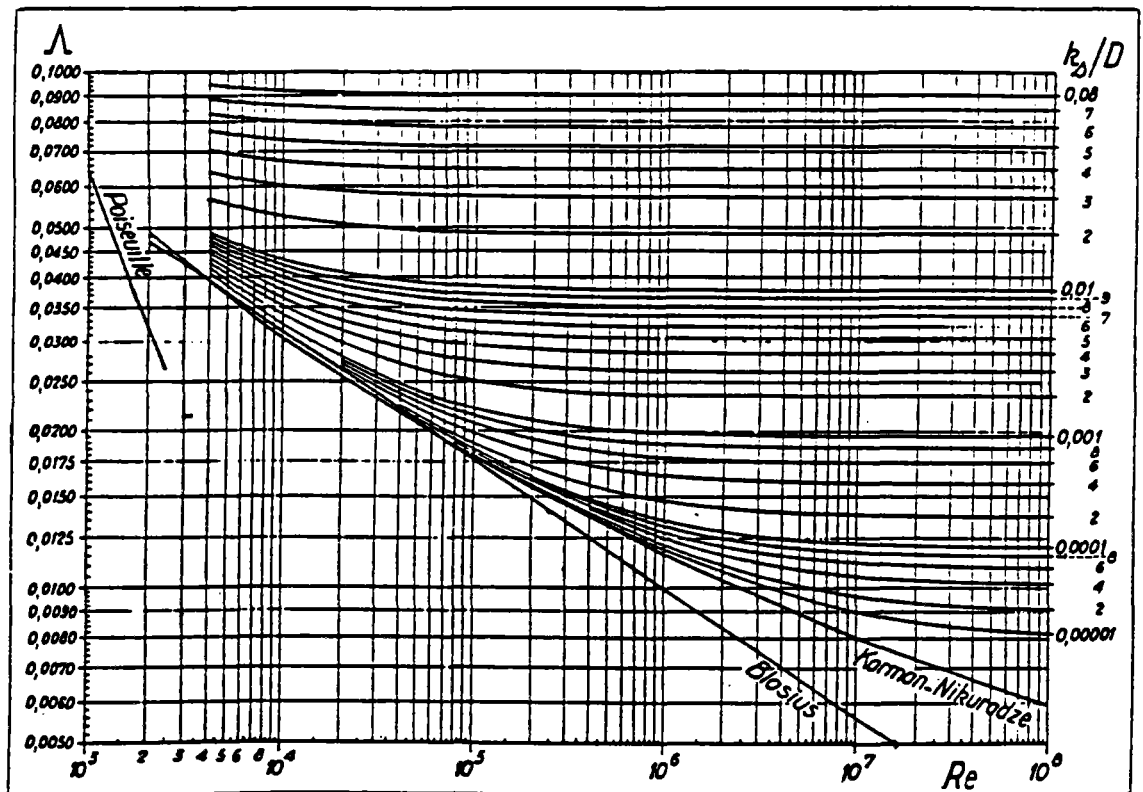


Figure 2 - Abaque universel des pertes de charge fondé sur la formule de Colebrook.

4.621 - Equation de flux dans un conduit : modèle mathématique

Pour un conduit de ventilation de section uniforme, la vitesse moyenne de l'air dans le conduit peut s'écrire compte tenu de l'équation (5) :

$$U = \sqrt{\frac{D}{L} \frac{1}{\Lambda} \frac{2 \Delta P}{\rho}} \quad (7)$$

L'équation (6) de Colebrook établie pour les conduits industriels est une équation implicite en Λ et sa résolution nécessite le recours à des moyens itératifs.

Pour remédier à cet inconvénient il suffit de combiner les équations (6) et (7) et de se servir de la définition du nombre de Reynolds : l'équation (7) se met sous la forme :

$$U = \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \left\{ -2 \sqrt{\frac{D}{L}} \log_{10} \left(\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta / \rho}{D \sqrt{\frac{D}{L} \frac{2 \Delta P}{\rho}}} \right) \right\} \quad (8)$$

La plupart du temps on a la différence de pression entre les extrémités du conduit et on s'intéresse au débit d'air traversant le conduit. Puisque par définition $\dot{m} = \rho S U$ l'équation (8) nous donne :

$$\dot{m} = f(\Delta P) S \sqrt{2 \rho \Delta P} \quad (9)$$

avec

$$f(\Delta P) = -2 \sqrt{\frac{D}{L}} \log_{10} \left(\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta}{D \sqrt{\frac{D}{L} 2 \rho \Delta P}} \right)$$

L'avantage de cette formulation est qu'on a une fonction explicite reliant directement le débit massique d'air à ΔP .

Dans le cas d'un conduit non circulaire, on utilise le diamètre hydraulique :

$$D_H = 4 \frac{\text{Section}}{\text{Périmètre}} = 4 \frac{S}{\chi}$$

4.63 - Pertes de charges singulières

Pour évaluer avec précision la perte de charge produite par une singularité, il faut que celle-ci soit située entre deux tronçons cylindriques suffisamment longs pour régulariser les vitesses (ou bien entre un tronçon cylindrique et un réservoir de grandes dimensions). Dans ces conditions, cette perte de charge est toujours donnée par une expression de la forme :

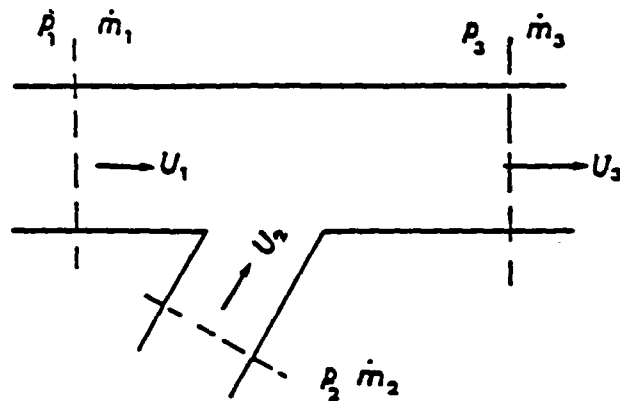
$$\frac{\Delta P}{\rho} = \xi \frac{U^2}{2}$$

où ξ est un coefficient sans dimensions dépendant du nombre de Reynolds de l'écoulement mais surtout du type de singularité considéré. Sa valeur peut être parfois calculée à partir de considérations théoriques (par exemple formule de Borda Carnot) mais, en général, elle doit être déduite de mesures expérimentales directes.

Dans le cas d'une installation constituée par une suite de conduits cylindriques et de singularités placées en série, on a une bonne approximation de la perte de charge totale en faisant la somme des pertes de charge partielles considérées comme isolées les une des autres on écrira :

$$\frac{\Delta P_T}{\rho} = \sum \frac{U^2}{2} \left[\frac{\lambda L}{D} + \xi \right]$$

Dans le cas particulier d'une confluence de deux conduits, il ne peut pas être défini de perte de charge comme pour un conduit unique. Seule la perte d'énergie totale ΔE a un sens physique.



Soit p les pressions, \dot{m} les débits masse, l'énergie perdue par confluence est :

$$\Delta E = \dot{m}_2 H_2 + \dot{m}_1 H_1 - \dot{m}_3 H_3$$

en désignant par H , la charge :

$$H = \frac{p}{\rho g} + \frac{U^2}{2g} \quad \text{or} \quad \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

d'où

$$\begin{aligned} \Delta E &= \dot{m}_2 (H_2 - H_3) + \dot{m}_1 (H_1 - H_3) \\ &= \dot{m}_2 \Delta H_2 + \dot{m}_1 \Delta H_1 \end{aligned}$$

avec


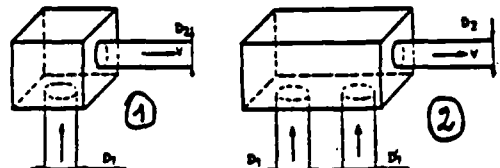
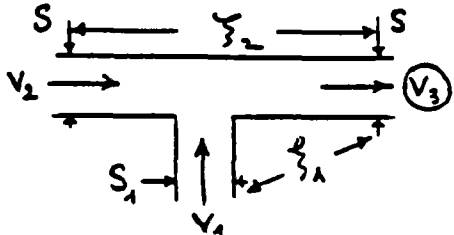
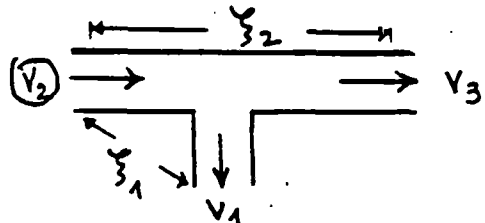
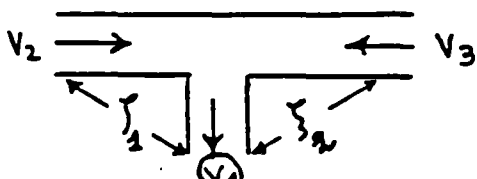
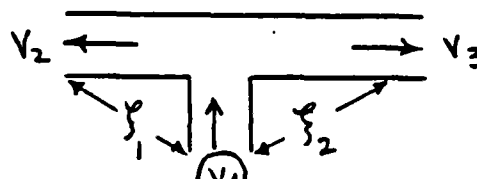
$$\Delta H_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} - \left(\frac{p_3}{\rho g} + \frac{U_3^2}{2g} \right)$$

$$\Delta H_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} - \left(\frac{p_3}{\rho g} + \frac{U_3^2}{2g} \right)$$

En se rapportant à la vitesse en aval (ici U_3) la perte de pression singulière s'écrit :

$$\Delta P_i = \xi_i \frac{1}{2} \rho U_3^2 \quad \text{avec } (i = 1 \text{ ou } 2)$$

Le tableau ci-après donne les valeurs de ξ pour quelques configurations rencontrées dans la pratique ; la plupart des valeurs sont extraites du memento des pertes de charge de M.I.E. Idel'Cik (65). Dans ce tableau, le coefficient de perte de pression totale est toujours rapporté à la vitesse en aval, après la singularité sauf le cas d'un divergent. On notera enfin, qu'il y a un manque de données expérimentales susceptibles d'être exploitées vue le "nombre limité" de configurations qui ont été étudiées et pour lesquelles on dispose de données.

FORME GEOMETRIQUE	COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE $\xi = \Delta P / (\frac{1}{2} \rho V^2)$
<p>COUDE A 45° COUDE A 90° 2 COUDS A 90° SUCCESSIFS</p> 	$\xi_1 = 0.53 \quad \xi_2 = 1.33 \quad \xi_3 = 3.30$
<p>CARRON TERRASSE</p> <p>$D_1 = D_2$ ou D_1 et D_2 $D_1 = D_1' = D_2$ ou D_1 et D_1' et D_2</p> 	$\xi_1 = \xi_2 = 2.0$
	<ul style="list-style-type: none"> $\xi_1 = A \left[1 + \left(\frac{V_1}{V_3} \right)^2 - 2 \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^2 \right]$ avec $A = 0.92 - 0.35 \frac{S_1}{S} + \frac{0.01}{\left(\frac{S_1}{S} + 0.25 \right)^2}$ $\xi_2 = 1 - \left(\frac{V_2}{V_3} \right)^2$
	<ul style="list-style-type: none"> $\xi_1 = A \left[1 + \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^2 \right]$ avec $A = \begin{cases} 1 & \text{si } V_1/V_2 \leq 0.8 \\ 0.9 & \text{sinon} \end{cases}$ $\xi_2 = 0.4 \left(1 - \frac{V_3}{V_2} \right)^2$
	<ul style="list-style-type: none"> $\xi_1 = 1 + \left(\frac{S_1}{S} \right)^2 + 3 \left(\frac{S_1}{S} \right)^2 \left[\left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 - \frac{V_2}{V_1} \right]$ $\xi_2 = 1 + \left(\frac{S_1}{S} \right)^2 + 3 \left(\frac{S_1}{S} \right)^2 \left[\left(\frac{V_3}{V_1} \right)^2 - \frac{V_3}{V_1} \right]$
	<ul style="list-style-type: none"> $\xi_1 = 1 + 0.3 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2$ $\xi_2 = 1 + 0.3 \left(\frac{V_3}{V_1} \right)^2$

4.7 - COURONNEMENT DE CONDUITS VERTICAUX

4.71 - Equation adimensionnelle

Des travaux relatifs à la caractérisation aéraulique des aspirateurs statiques ont été menés par différents chercheurs (44) (123). On peut notamment citer l'étude de M.A. GONZALEZ (54), qui par application du théorème de similitude, et à la suite de nombreux essais sur différents appareils a proposé la relation adimensionnelle suivante :

$$\xi_1 = \frac{\xi_2}{A} + C + B \xi_2^n \quad (1)$$

où et sont deux nombres adimensionnels définis comme suit :

$$\xi_1 = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho_{\text{ext}} U^2} \quad \text{et} \quad \xi_2 = \frac{\frac{1}{2} \rho_{\text{int}} \bar{U}^2}{\frac{1}{2} \rho_{\text{ext}} U^2}$$

avec	ΔP	: différence entre la pression totale (statique + dynamique) à l'intérieur du conduit et la pression statique à l'extérieur	(Pa)
	U	: vitesse de l'air extérieur dans l'écoulement non perturbé	(m/s)
	\bar{U}	: vitesse débitante de l'air dans le conduit en amont de l'aspirateur statique	(m/s)
	ρ_{int}	: masse volumique de l'air intérieur	(kg/m ³)
	ρ_{ext}	: masse volumique de l'air extérieur	(kg/m ³)

et A, B, C et n sont des coefficients caractéristiques de l'aspirateur statique définis comme suit :



A = l'inverse du coefficient de perte de charge de l'aspirateur statique.

C = coefficient de dépression de l'aspirateur statique (généralement négatif),

B et n = coefficients correcteurs fonction de la géométrie de l'appareil.

Plusieurs essais (voir figure 1) sur différents types d'aspirateurs (voir figures 2 et 3) ont permis de déterminer les coefficients A, B, C et n (voir tableau 1).

Modèle	Direction du vent	A	B	C	n
1	0°	0.73	0.72	-0.59	0.51
	15°		0.63	-0.58	0.34
	30°		1.01	-0.64	0.23
	45°		1.28	-0.66	0.26
2	0°	0.76	0.37	-0.63	0.31
	22.5°		0.58	-0.63	0.40
	45°		0.80	-0.65	0.40
3	0°	0.80	0.25	-0.41	0.16
4	0°	1.03	0.12	-0.54	0.17
5	0°	0.79	0.37	-0.71	0.10
6	0°	0.90	0.21	-0.87	0.19
7	0°	1.08	0.28	-0.92	0.45

Tableau 1 : Valeurs des caractéristiques des modèles testés

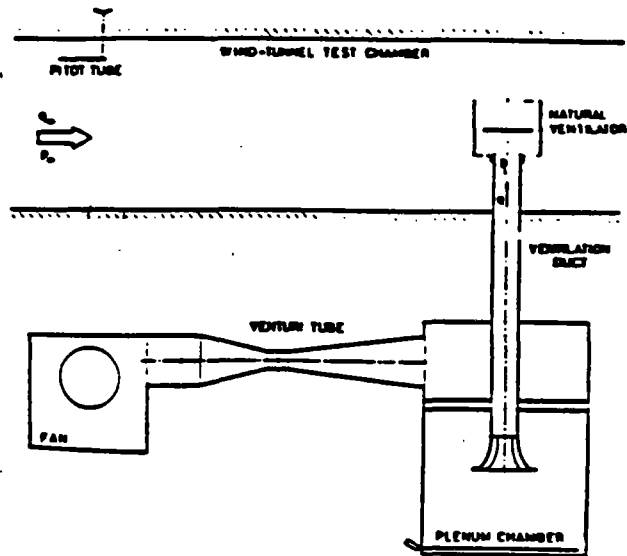


Figure 1 : Equipement de mesures

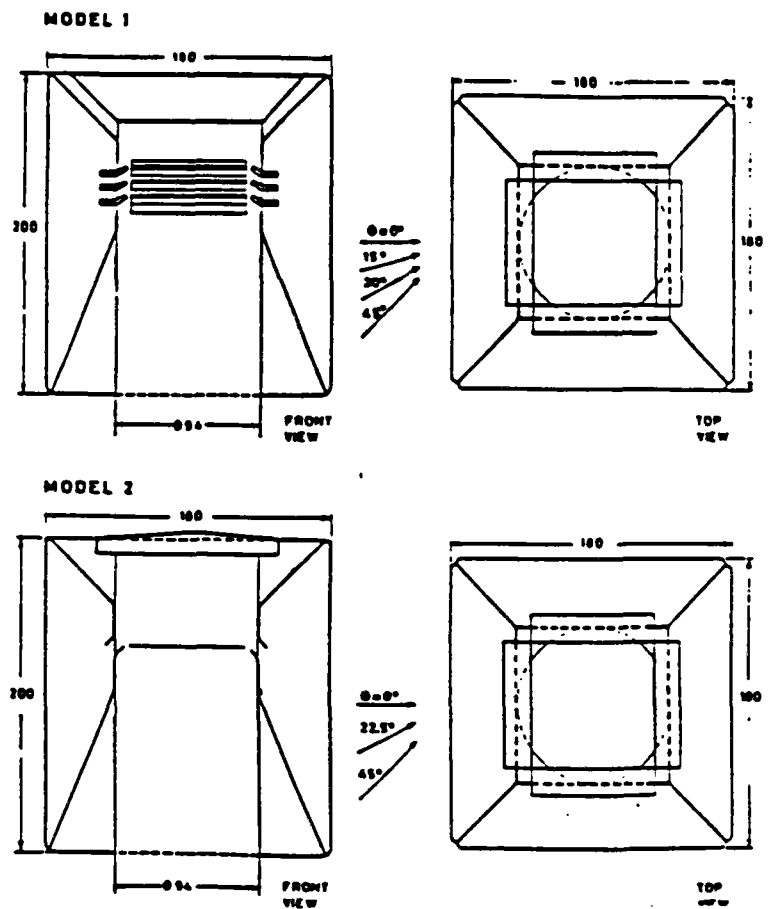


Figure 2 : Modèles 1 et 2 avec les directions testées du vent.
Toutes les dimensions sont en mm.

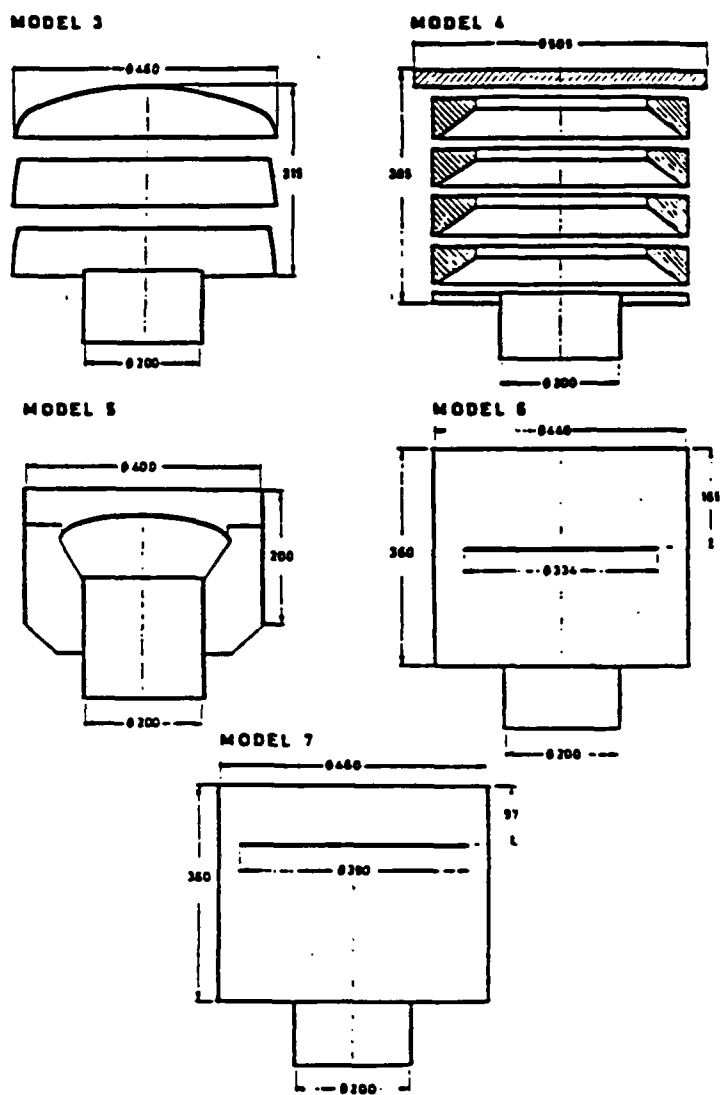


Figure 3 : Modèles 3 à 7 - Toutes les dimensions sont en mm

4.72 - Relation entre les coefficients intervenant dans l'équation de GONZALEZ et ceux caractérisant actuellement les aspirateurs statiques en France

4.721 - Analyse

Actuellement en France, les aspirateurs statiques sont caractérisés par deux coefficients C et Q_1 auxquels correspond l'équation suivante :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_{\text{ext}} C U^2 + \left(\frac{Q}{Q_1} \right)^2 \quad (2)$$

où ΔP , ρ_{ext} et U ont été définis ci-dessus.

Q est le débit d'air dans le conduit, exprimé en (m^3/h),

Q_1 et C sont les coefficients caractéristiques de l'aspirateur statique mesurés tels que :

- . Q_1 est le débit dans le conduit par vent nul lorsque la perte de charge est de 1 Pa ; il s'exprime en m^3/h ,
- . C est le coefficient de dépression (adimensionnel).

En notant S la section du conduit (m^2) et en effectuant le changement de variable

$$A = \frac{1}{2} \rho_{\text{int}} \left(\frac{Q_1}{3600 S} \right)^2$$

on obtient la relation :

$$\xi_1 = \frac{\xi_2}{A} + C \quad (3)$$

qui n'est autre que la relation (1) sans le terme correctif.

Si, pour un même aspirateur statique, on représente les équations (1) et (3) sur un même graphique, on observe (voir figures 4 et 5) qu'il y a un décalage important ; il est donc nécessaire en se basant sur les coefficients caractéristiques C et Q_1 , de proposer une relation générale rendant mieux compte des caractéristiques aérodynamiques réelles.

4.722 - Proposition

Les essais menés par GONZALEZ ne concernent qu'un petit nombre d'appareils et il est donc difficile d'en tirer des lois générales. On s'est néanmoins livré à une analyse de ces résultats dont il ressort qu'on peut proposer les valeurs suivantes :

$$B = 3600 \frac{S}{Q_1} \sqrt{\frac{-C}{P_{int}}} \quad (4)$$

$$n = 1/2$$

Justification : On remarque en traçant sur un même graphe (voir figures 4 et 5) les courbes obtenues par GONZALEZ (équation 1) et la courbe correspondante à la relation proposée (équation 4) que l'écart entre ces courbes est assez peu important ; il est, en tout état de cause, notablement inférieur à celui qu'on aurait obtenu si l'on s'était contenté de retenir la relation linéaire (équation 3) correspondant strictement à ce qu'on utilise actuellement en France.

4.73 - Conclusion

On propose, en première approche, de retenir l'équation (4) dont il conviendrait, toutefois de vérifier la validité, en la confrontant à des résultats d'essais qui devront être obtenus sur d'autres aspirateurs statiques.

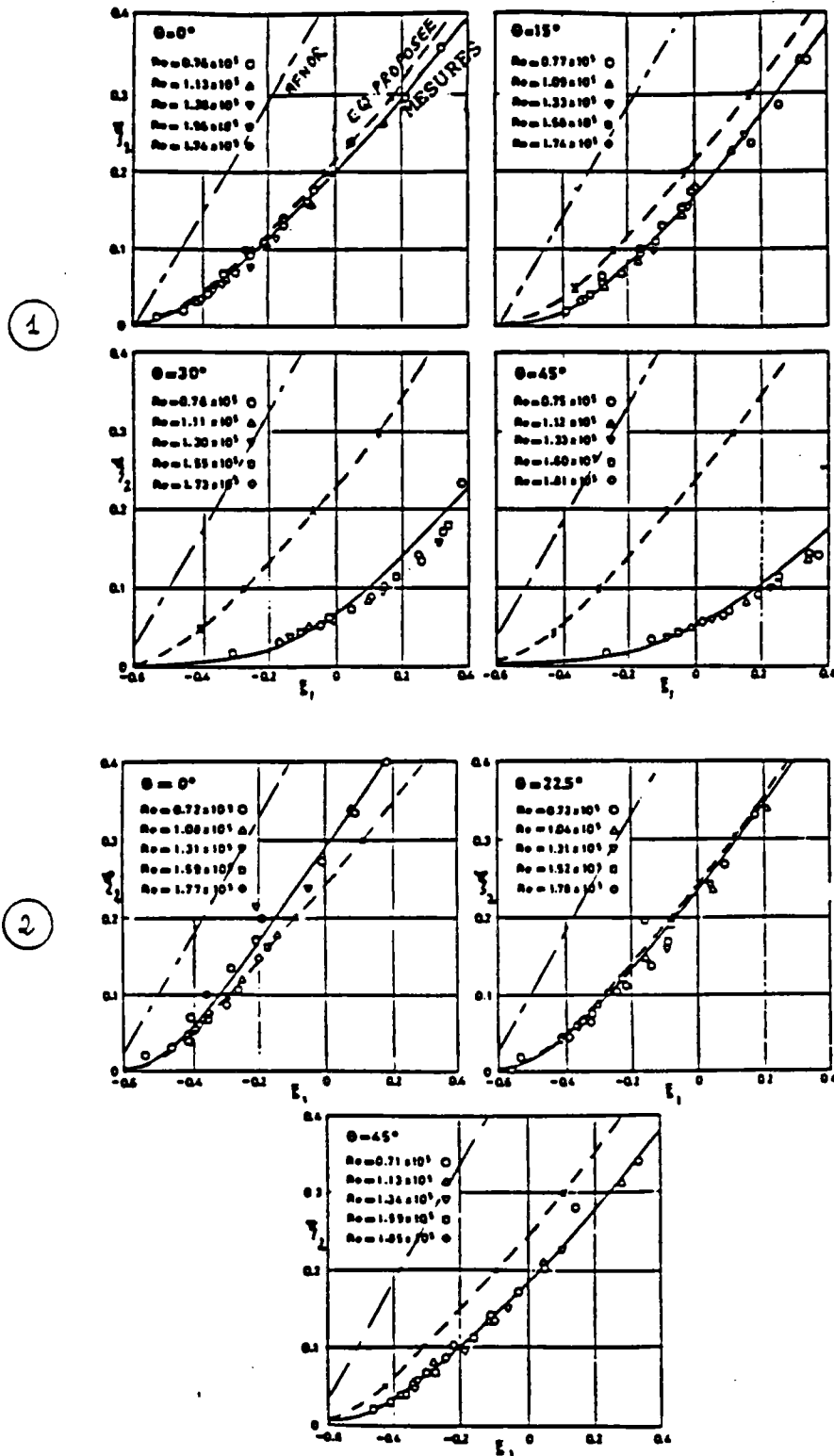


Figure 4 : ξ_1 et ξ_2 pour les modèles 1 et 2 et pour différentes incidences du vent.

- — — Caractérisation des aspirations statiques en France (équation 3)
- Le modèle de Gonzales avec les mesures (équation 1)
- - - - Notre modèle simplifié (équation 4)

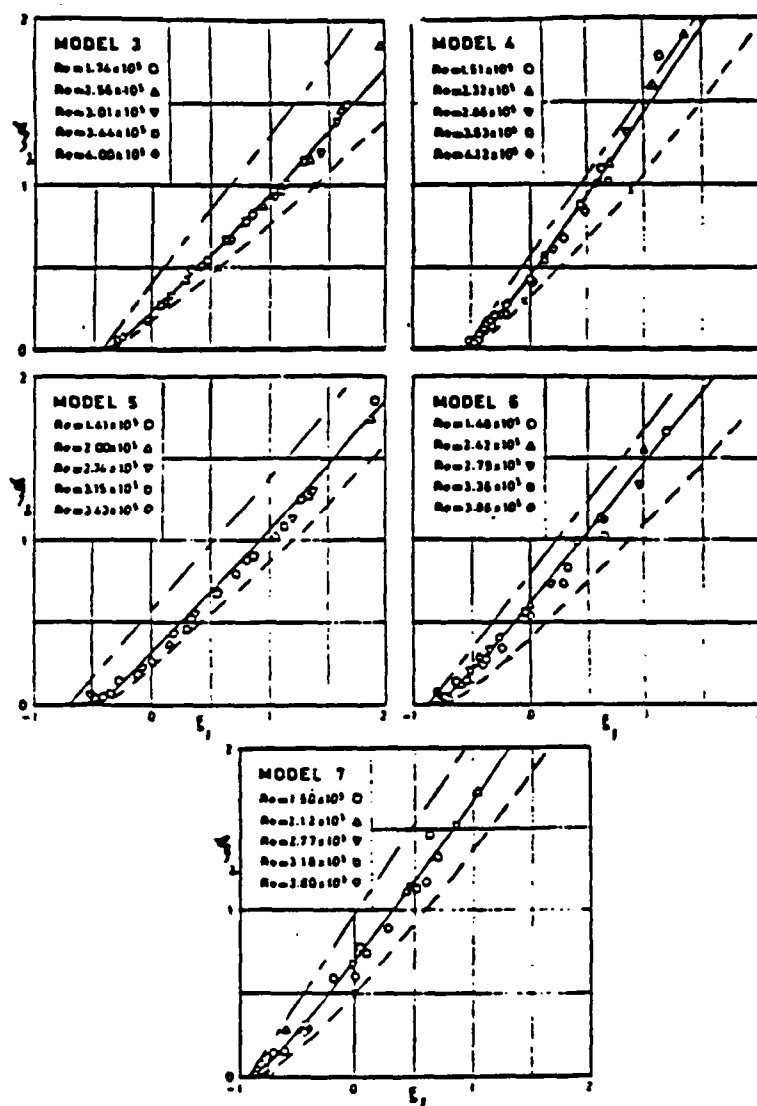


Figure 5 : ξ_1 et ξ_2 pour les modèles 3 et 7
 et pour différentes incidences du vent.

- Caractérisation des aspirations statiques en France (équation 3)
- Le modèle de Gonzales avec les mesures (équation 1)
- - - Notre modèle simplifié (équation 4)

4.8 - EXTRACTEURS MECANQUES

Dans le cas d'un extracteur mécanique, l'équation reliant la différence de pression au débit masse \dot{m} est de type :

$$\dot{m} = f(p, \Delta P)$$

En fait un extracteur se comporte comme un générateur de pression à perte de charge interne. On retient actuellement une courbe quadratique du type :

$$\Delta P = \frac{\rho}{\rho_0} (P_x - C_x \dot{m}^2)$$

où P_x et C_x sont les caractéristiques de l'extracteur utilisé (voir figure 1).

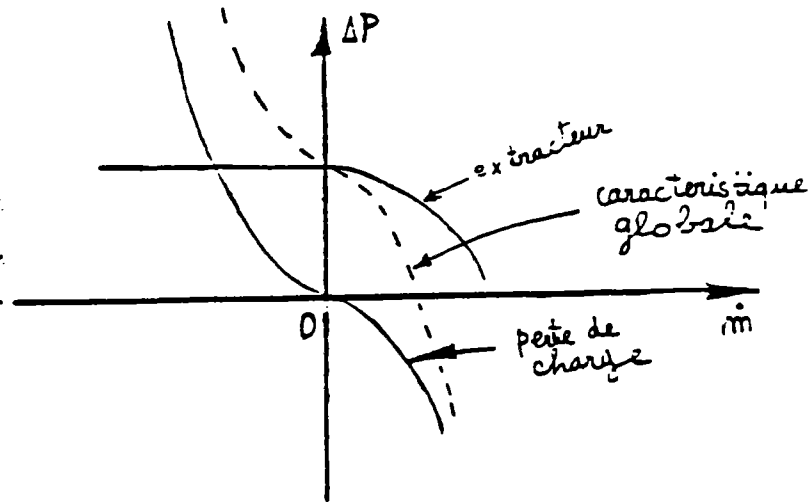


Figure 1 - Allure de la caractéristique globale d'un tronçon comprenant des pertes de charge et une pompe dans le sens conventionnel.

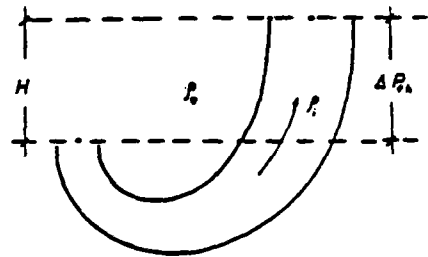
5 - MODELISATION DES RESEAUX DE VENTILATION

5.1 - DEPERDITION THERMIQUE DES CONDUITS ET TIRAGE THERMIQUE

Le tirage thermique dans les conduits verticaux comme on l'avait vu dans le chapitre 2.2 est un des moteurs essentiels de la ventilation naturelle.

La différence de pression due au tirage est donnée par la relation suivante :

$$\Delta P_{th} = (\rho_e - \rho_i) g H \quad (1)$$



où ΔP_{th} : différence de pression due au tirage thermique (Pa)
 $\rho_{e(i)}$: masse volumique de l'air extérieur (intérieur) (kg/m^3)
 g : 9.81 accélération terrestre (m/s)
 H : hauteur du conduit (m)

Si l'on peut supposer que ρ_e reste constante, ρ_i ne l'est pas et elle varie tout au long du conduit.

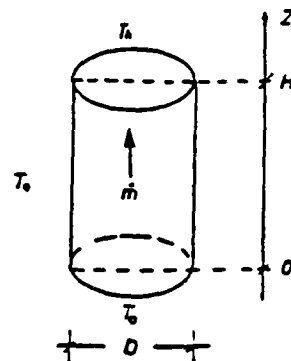
5.11 - Calcul des déperditions thermiques dans les conduits

On va esquisser ici une modélisation selon des hypothèses classiques. Aucune validation expérimentale ne semble en avoir été faite jusqu'à présent.

5.111 - Position du problème

Considérons un conduit de ventilation (et/ou d'évacuation de fumée) et supposons que la température ambiante extérieure reste constante. Il est parcouru par un fluide dont la température d'entrée est T_0 et le débit masse \dot{m} .

Le problème est de déterminer la température de sortie T_h ainsi que la masse volumique ρ_m dans le conduit.



5.112 - Calcul du coefficient global de transmission de chaleur entre l'intérieur et l'extérieur

Dans notre modèle on va supposer que le conduit est froid (démarrage de l'installation) et de ce fait le coefficient de transmission thermique est pris égal au coefficient de convection intérieur dans le conduit vertical d'évacuation.

D'après l'analogie de Reynolds (108), en admettant que la couche limite a une épaisseur négligeable et que les éléments du fluide ont tous la même vitesse, le coefficient de convection peut se mettre sous la forme :

$$\alpha = \frac{\Lambda}{8} \rho U C_p \quad (2)$$

avec

U	: vitesse moyenne du fluide	(m/s)
ρ	: masse volumique du fluide	(kg/m ³)
C_p	: chaleur spécifique du fluide à pression constante	(J/kg.°C)
Λ	: coefficient de perte de charge linéique	(—)

En assimilant le fluide à un gaz parfait dont on néglige la variation de la pression absolue on a :

$$\rho T = \rho_e T_e \quad (3)$$

et compte tenu de l'équation de continuité

$$\rho U = \rho_e U_e \quad (4)$$

on peut écrire que

$$\Lambda = \Lambda_e \frac{\rho}{\rho_e} = \Lambda_e \frac{T_e}{T} \quad (5)$$

En remplaçant les équations (5) et (4) dans (2) et en supposant que

$C_p = C_p^0 = 1020 \text{ J/kg.°C}$ on a :

$$\alpha = \alpha_e \frac{T_e}{T} \quad (6)$$

$$\text{avec } \alpha_e = \frac{\Lambda_e}{8} \rho_e U_e C_p$$

5.1121 - Calcul du coefficient α_e en fonction de P

La perte de pression due au frottement s'écrit

$$\Delta P = \frac{1}{2} \Lambda \rho U^2 \frac{H}{D}$$

où H : hauteur du conduit (m)

D : diamètre du conduit (m)

Compte tenu de l'équation (4) et (5) on peut écrire :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \Lambda_e \rho_e U_e^2 \frac{H}{D} \quad (7)$$

En intégrant l'équation (7) dans (6) on aura :

$$\alpha_e = \frac{1}{8} \frac{\Delta P D}{U_e H} C_p \quad (8)$$

Si on considère que le coefficient de perte de charge, Λ_e , suit la loi de Colebrook des conduits industriels on peut écrire que :

$$U_e = -2 \sqrt{\frac{2 \Delta P D}{\rho_e H}} \log_{10} \left[\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta_e}{D \sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}}} \right] \quad (9)$$

ou bien

$$m = \rho_e U_e \frac{\pi D^2}{4} = -\frac{\pi D^2}{2} \sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}} \log_{10} \left[\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta_e}{D \sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}}} \right] \quad (9 \text{ bis})$$

où ks : rugosité équivalente du conduit (m)

η_e : viscosité dynamique de fluide à la température T_e (kg/m.s)

En intégrant l'équation (9) dans (8) on a :

$$\alpha_e = - \frac{\sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}} C_p}{16 \log_{10} \left[\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta_e}{D \sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}}} \right]} \quad (10)$$

5.1122 - Détermination de la température intérieure $T(z)$ en fonction du coefficient d'échange global moyen $\alpha_m = C^{10}$

En parcourant une longueur dz le fluide cède à l'extérieur la chaleur :

$$dQ = (T - T_e) \alpha_m dz \cdot \pi D$$

Il s'est donc refroidi de dT donnée par la relation :

$$dQ = m C_p dT$$

Le flux de chaleur de l'intérieur à l'extérieur étant conservatif en régime permanent, on peut écrire :

$$\pi D (T - T_e) \alpha_m dz = - m C_p dT$$

dont l'intégrale nous donne l'expression de $T(z)$:

$$T(z) = T_e + (T_0 - T_e) e^{-\omega \alpha_m z} \quad (11)$$

avec $\omega = \frac{\pi D}{m C_p}$

5.1123 - Détermination du coefficient d'échange global moyen α_m en fonction de ΔP

On définit le coefficient global moyen α_m compte tenu de l'équation (6) :

$$\alpha_m = \frac{\alpha_e T_e}{H} \int_0^H \frac{dz}{T(z)}$$

En remplaçant $T(z)$ par sa valeur et en intégrant on a :

$$\alpha_m = \frac{\alpha_e}{\omega \alpha_m H} \log_e \left[\frac{T_e}{T_0} (e^{\omega \alpha_m H} - 1) + 1 \right] \quad (12)$$

Cette équation est implicite en α_m , pour la résoudre il faut utiliser des procédés itératifs.

* Expression explicite approchée de :

Pour simplifier l'équation (12) on propose de prendre l'hypothèse suivante :

$$e^{\omega \alpha_e H} \approx e^{\omega \alpha_0 H}$$

et compte tenu que

$$\alpha_0 = \alpha_e \frac{T_e}{T_0}$$

l'équation (12) devient :

$$\alpha_m = \sqrt{\frac{\alpha_e}{\omega H} \log_e \left[\frac{T_e}{T_0} (e^{\omega \alpha_e H T_e / T_0} - 1) + 1 \right]} \quad (12 \text{ bis})$$

La figure 1 donne l'évolution de α_m en fonction du débit massique, m , calculé par les deux équations (12) (exacte) et (12bis) (approchée) pour un conduit de VMC-GAZ de rugosité équivalente 0.1 cm, de diamètre 20 cm et de hauteur 2.7 m correspondant à la hauteur d'un étage courant ; et ceci pour différents écarts entre la température extérieure (maintenue à 0°C) et la température de l'air à l'entrée du conduit. On constate que l'équation proposée (12bis) donne des bons résultats à 2 % près.

Donc connaissant la différence de pression ΔP de part et d'autre du conduit on peut calculer le coefficient d'échange moyen α_m comme suit :

$$\alpha_m = \sqrt{\frac{\alpha_e}{\omega H} \log_e \left[\frac{T_e}{T_0} (e^{\omega \alpha_e H T_e / T_0} - 1) + 1 \right]}$$

$$\text{avec : } \alpha_e = - \frac{\sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H} C_p}}{16 \log_{10} \left[\frac{ks/D}{3.71} + \frac{2.51 \eta_e}{D \sqrt{2 \rho_e \Delta P \frac{D}{H}}} \right]}$$

$$\text{et : } \omega = \frac{\pi D}{\dot{m} C_p} = \frac{32 \alpha_e H}{\rho_e \Delta P D^2 C_p^2}$$

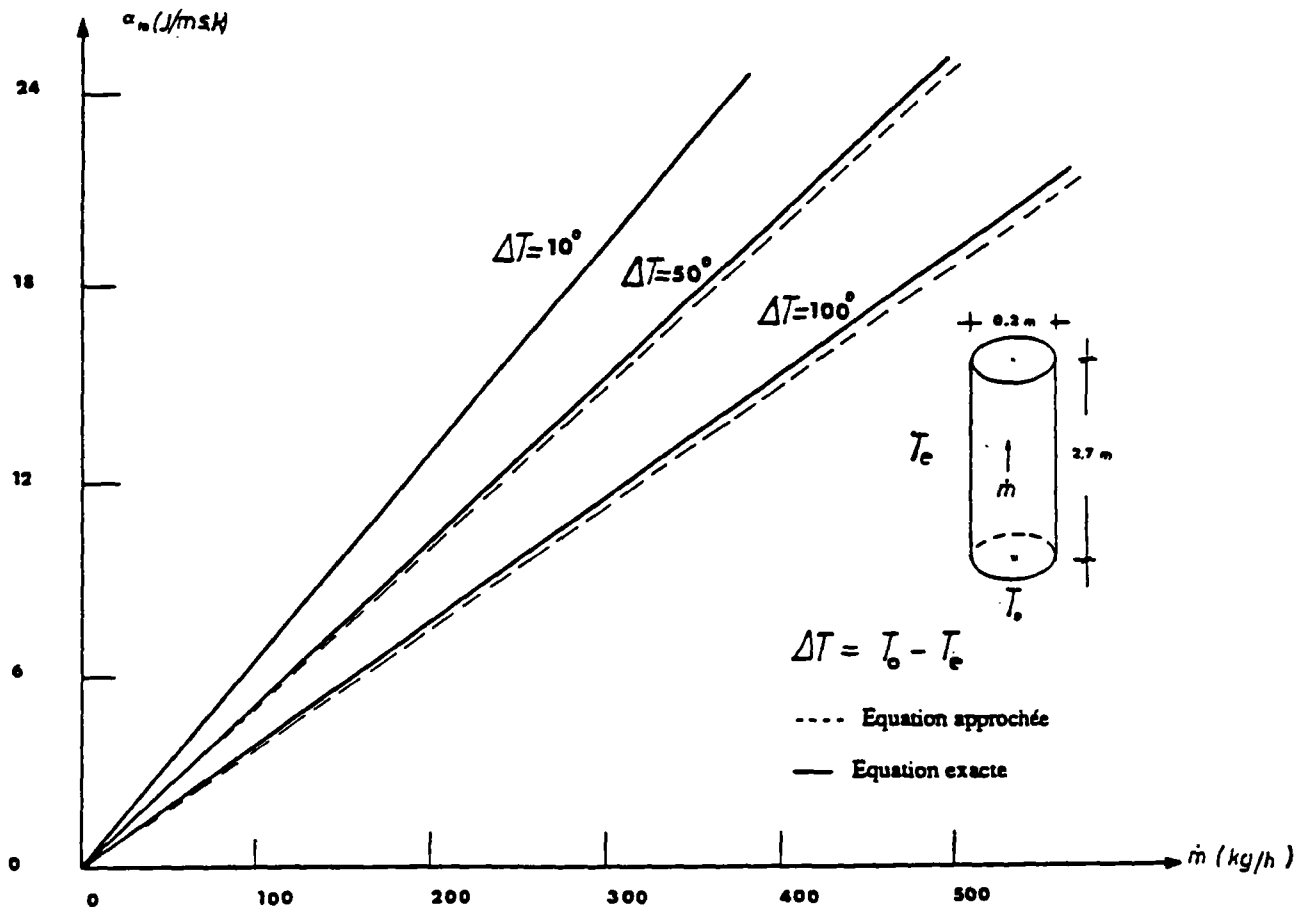


Figure 1 : Evaluation du coefficient d'échange α_m en fonction du débit calculé par les deux équations (12) et (12 bis).

5.12 - Expression du tirage thermique tenant compte des déperditions dans les conduits

La masse volumique moyenne du fluide dans un conduit, compte tenu de la loi des gaz parfaits :

$$\rho_m = \frac{\rho_e T_e}{H} \int_0^H \frac{dz}{T(z)}$$

ou bien compte tenu de l'équation (11) :

$$\rho_m = \frac{\rho_e}{\omega \alpha_e H} \log_e \left[\frac{T_e}{T_0} (e^{\omega \alpha_m H} - 1) + 1 \right]$$

En remplaçant ρ_s par ρ_m dans l'équation (1) on obtient :

$$\Delta P_{th} = \left\{ 1 - \frac{\log_e \left[\frac{T_e}{T_0} (e^{\omega \alpha_m H} - 1) + 1 \right]}{\omega \alpha_m H} \right\} \rho_e g H$$

5.2 - CAS DES APPAREILS À COMBUSTION RACCORDES

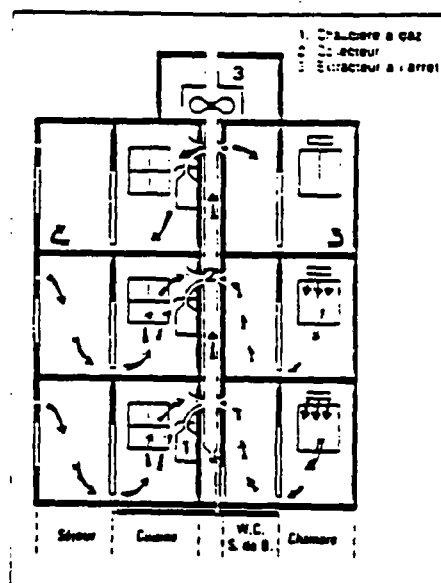
Nous avons exposé dans le chapitre précédent notre modèle qui prend en compte le tirage thermique dans les conduits de ventilation.

Dans le cas de raccordement d'appareils à gaz la température du fluide se trouve augmentée d'une façon considérable et par conséquent le tirage et les déperditions thermiques.

Dans la pratique un dimensionnement adéquat du réseau aérodynamique et de la puissance des chaudières à gaz doit être réalisé. Sinon des problèmes de qualité de l'air et d'intoxication par le CO et le CO₂ peuvent survenir dans les derniers étages de l'immeuble (sens du débit d'air inversé dans les bouches d'extraction) dont les causes peuvent être diverses :

- arrêt de l'extracteur "Panne" dans le cas de VMC-GAZ (voir figure).
- mauvais dimensionnement du réseau aérodynamique.
- perte de charge excessive du débouché en toiture.
- etc

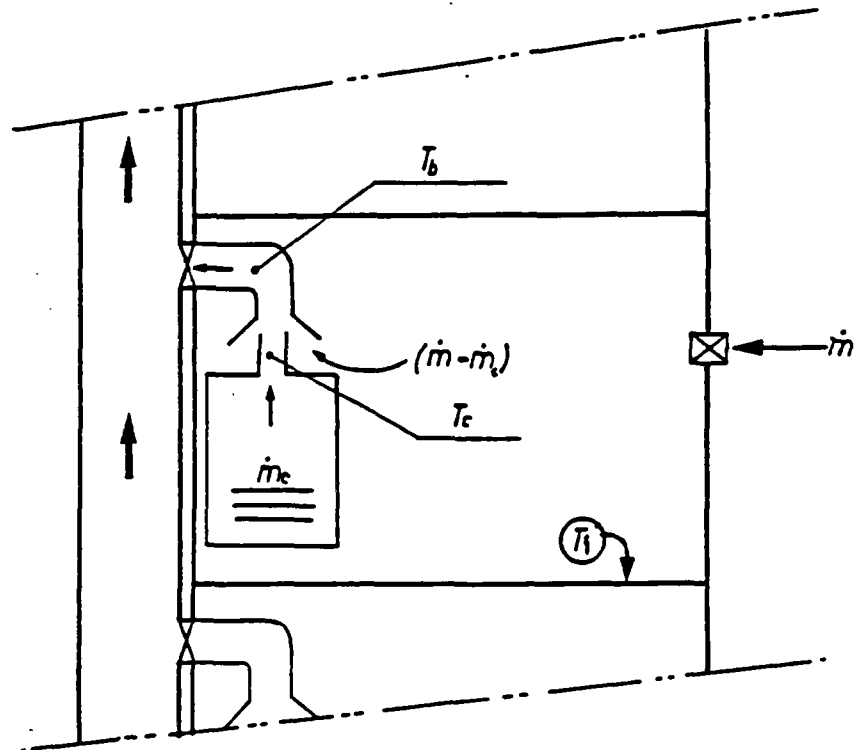
Pour étudier ces cas, on a été amené à modéliser d'une façon simplifiée le cas du raccordement des chaudières classiques sur les conduits de ventilation. En fait ce qui nous intéresse, c'est la température du fluide juste à l'entrée au niveau de la bouche d'extraction.



Installation de VMC-Gaz en habitat collectif — cas de retour des produits de combustion au dernier étage, consécutif à un arrêt de l'extraction

5.21 - Modélisation de la température du mélange d'air en aval d'une chaudière classique

5.211 - Schéma de principe



Etage courant

- | | |
|--|--------|
| T_i = température intérieure | (K) |
| T_c = température des fumées dégagées de la chaudière | (K) |
| T_b = température de l'air à l'amont de la bouche d'extraction | (K) |
| \dot{m} = débit masse d'extraction de l'air | (kg/s) |
| \dot{m}_c = débit masse des fumées dégagées par la chaudière | (kg/s) |

5.212 - Répartition du débit total extrait

Il est évident que le raccordement d'un appareil d'utilisation du gaz sur le réseau d'extraction est une cause supplémentaire de variation des débits extraits. Rappelons que les produits de combustion du gaz sont toujours dilués par l'air introduit au niveau du brûleur en excès et au coupe-tirage avant d'être évacués et que, lorsque l'appareil fonctionne, la partie de l'air additionnel aspirée au niveau du brûleur représente 20 % environ de l'air strictement nécessaire à la combustion. Suivant que l'appareil fonctionne ou non, l'air aspiré à son niveau se répartit différemment mais il participe toujours à la ventilation du local.

La masse des produits de combustion, en conditions exactement stoechiométriques, dégagée par un appareil à gaz est légèrement supérieure de 6 à 7 % à la masse d'air comburant. Le "coupe-tirage" a à nouveau pour effet de diluer par de l'air dans un rapport environ 2 les effluents de la chaudière.

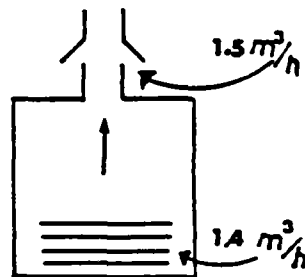
Le débit massique du mélange d'air et des produits de combustion après coupe-tirage, en amont de la bouche d'extraction (à laquelle est raccordé l'appareil), est donc à peu près égal au débit massique d'air total aspiré au niveau de l'appareil (brûleurs et coupe-tirage).

Avec le même niveau d'approximation on peut considérer le fluide après coupe-tirage comme de l'air.

Des études menées par G.D.F. (38) montrent que dans les conditions standard (c'est-à-dire à 0°C et à 1013 mbar) la répartition minimale de l'air pour 1 KW de puissance utile dans un appareil en fonctionnement est :

- Chaudière : 1.4 m³/h à 0°C

- Air de dilution : 1.5 m³/h à 0°C



Si le débit aspiré au niveau du brûleur varie peu grâce à la présence du coupe-tirage, celui qui est prélevé au niveau du raccordement de l'appareil à gaz peut devenir inférieur à un certain seuil en dessous duquel les produits de combustion peuvent se répandre dans l'enceinte où est l'appareil et provoquer la réaction de mise à l'arrêt de l'appareil grâce à la sécurité intégrée.

Ce débit seuil appelé "débit seuil de débordement" ne doit, en aucun cas, occasionner de variations supérieures aux fourchettes prévues (35% dans les conditions extrêmes du fonctionnement).

Si on appelle P_u la puissance utile (KW) de l'appareil à gaz, \dot{m}_g (kg/s) le débit seuil de débordement et si on prend l'hypothèse que le débit masse d'air \dot{m}_c (kg/s) nécessaire au fonctionnement de l'appareil est constant, on peut écrire :

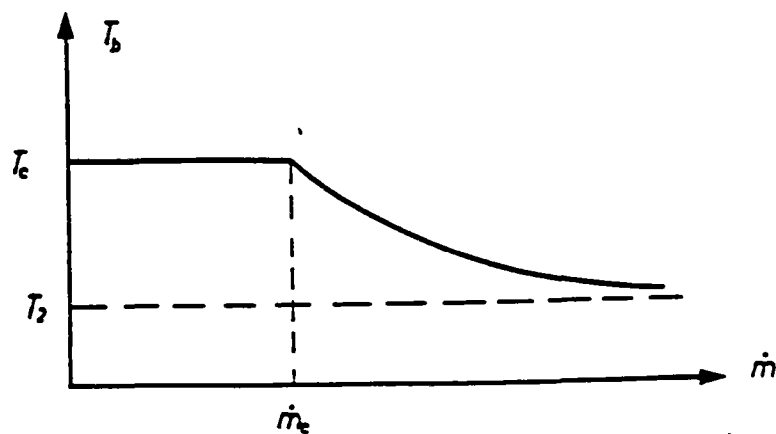
$$\dot{m}_c = 1,4 \times 1,293 \times P_u / 3600 = 1,81 P_u / 3600$$

et

$$\dot{m}_g = 2,9 \times 1,35 \times P_u / 3600 = 5,1 P_u / 3600$$

5.213 - Modélisation de la température de mélange T_b dans le cas où la chaudière ne dispose pas d'une sécurité intégrée

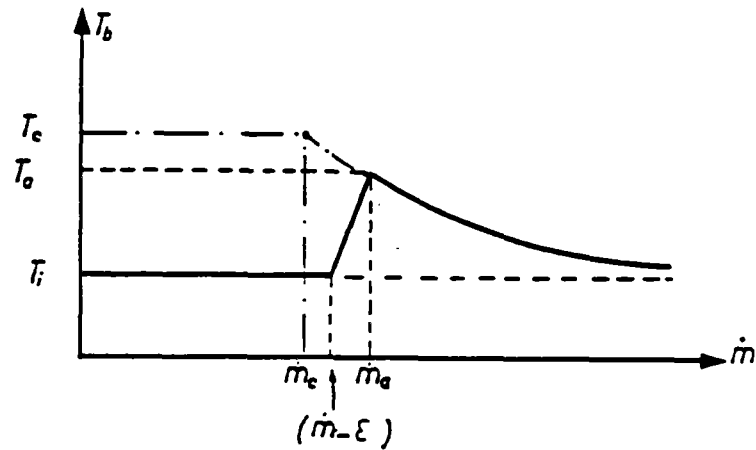
Dans ce cas l'appareil à gaz continue de fonctionner même au dessous du débit de débordement \dot{m}_g



$$T_b = \left\{ \begin{array}{ll} T_c & \text{si } 0 \leq \dot{m} \leq \dot{m}_c \\ \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}} (T_c - T_i) + T_i & \text{si } \dot{m}_c < \dot{m} \end{array} \right\}$$

5.214 - Modélisation de T_b lorsque la chaudière dispose d'une sécurité intégrée

Dans ce cas lorsque le débit total aspiré baisse et dépasse le débit seuil de débordement \dot{m}_a , la chaudière s'arrête automatiquement de fonctionner grâce à la sécurité intégrée.



$$T_b = \left\{ \begin{array}{ll} T_i & \text{si } 0 \leq \dot{m} \leq \dot{m}_a - \epsilon \\ \frac{\dot{m} - \dot{m}_a}{\epsilon} (T_a - T_i) + T_a & \text{si } \dot{m}_a - \epsilon \leq \dot{m} \leq \dot{m}_a \\ \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}} (T_c - T_i) + T_i & \text{si } \dot{m}_a < \dot{m} \end{array} \right.$$

avec $T_a = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}} (T_c - T_i) + T_i$

et $\epsilon = 3.33 \times 10^{-4} \text{ kg.s}^{-1}$ soit $1 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ à 20°C

Nous avons étudié successivement :

- les forces motrices de la ventilation et leur modélisation,
- la modélisation de différents écoulements et appareils raccordés au système de ventilation.

Nous disposons donc maintenant des éléments nécessaires à la modélisation globale. C'est à cette étape d'assemblage que nous allons maintenant procéder.

6 - MOUVEMENTS D'AIR ENTRE ZONES

Les mouvements d'air dans un logement sont régis par les champs de pression régnant dans chaque volume du logement.

L'emploi des hypothèses simples (et réalistes), vérifiées assez correctement par l'expérience, permet d'aborder avec une précision très raisonnable un problème initialement complexe.

Pour simplifier, nous allons supposer que les températures d'air dans les volumes intérieurs et dans l'espace extérieur sont constantes dans l'espace et dans le temps.

Il n'est pas indispensable de prendre cette hypothèse : une température stratifiée dans chaque volume peut être utilisée (voir annexe 1) mais le manque de connaissances actuelles sur ce phénomène et la complication qui en résulte, nous oblige à remettre la prise en compte de la stratification à une phase ultérieure (64).

Puisque les températures sont constantes, il n'y a pas de bilan thermique à faire a priori. Par contre, il y a des échanges d'air, phénomène physique causé, d'une part, par la différence des masses volumiques de l'air des différentes pièces et, d'autre part, par la dépression (supression) créée par le vent ou/et l'extracteur mécanique.

6.1 - MODELISATION

Pour calculer les échanges aérauliques entre les différents volumes du bâtiment plusieurs approches sont possibles (9) (10) (74) (105).

Nous avons choisi une modélisation dite "nodale" (ou multizone en pression). Cette méthode consiste à considérer chaque volume du logement comme le volume de contrôle d'un sous ensemble du système complet du bâtiment et d'étudier ses interactions avec les autres zones en écrivant les équations de bilans de masse (voir figure 1).

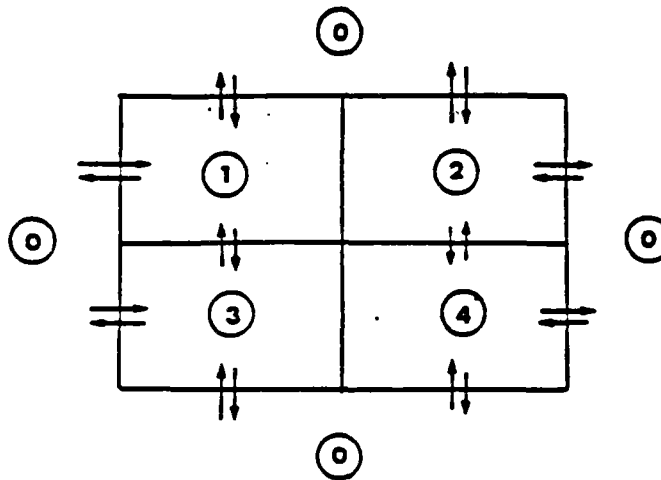


Figure 1 : Exemple d'un logement à quatre zones et du schéma des interactions (flux d'air) entre eux et avec l'extérieur.

6.11 - Equation d'état

En chaque point de la zone i (numéro de la zone), l'air est assimilé à un gaz parfait dont l'équation d'état est :

$$\rho_i = \frac{P_i}{r T_i} \quad (1)$$

- | | | |
|-------------|---|----------------------|
| où ρ_i | : masse volumique de l'air de la zone i | (kg/m ³) |
| P_i | : pression absolue de la zone i | (Pa) |
| T_i | : température de la zone i | (K) |
| r | : constante de l'air = 287 | (J/kg.K) |

6.12 - Equation d'équilibre de l'air Intérieur

On suppose que le champ de pression dans chaque zone est celui du champ "hydrostatique".

En effet, l'expérience a montré [47] [103] que dans presque tout le volume, sauf très près des ouvertures, les vitesses d'air sont très faibles et que le champ de pression est très voisin du champ statique (voir figure 2).

$$\frac{dP_i}{dz} = -\rho_i g \quad (1)$$

avec : g : accélération de la pesanteur = 9.81 (m/s²)

z : niveau par rapport à un plan de référence (m)

L'équation (2) s'intègre compte tenu de l'équation (1) et de l'hypothèse sur le champ de température :

$$\log \left[\frac{P_i(z)}{P_i(0)} \right] = -\frac{g}{r} \int_0^z \frac{dx}{T_i(x)} \quad (3)$$

Cette expression est valable pour un champ de température "stratifié" comme on en trouve dans les volumes du bâtiment.

Ici on se contente de $T_i = C^{te}$ d'où :

$$P_i(z) = P_i(0) e^{-\frac{g z}{r T_i}} \quad (4)$$

En se limitant à un développement au premier ordre (erreur de l'ordre de $10^{-3}z^2$) on peut écrire :

$$P_i(z) = P_{i0} - \frac{P_{i0}}{r T_i} g z \quad (5)$$

$$\text{soit} \quad P_i(z) = P_{i0} - \rho_i g z$$

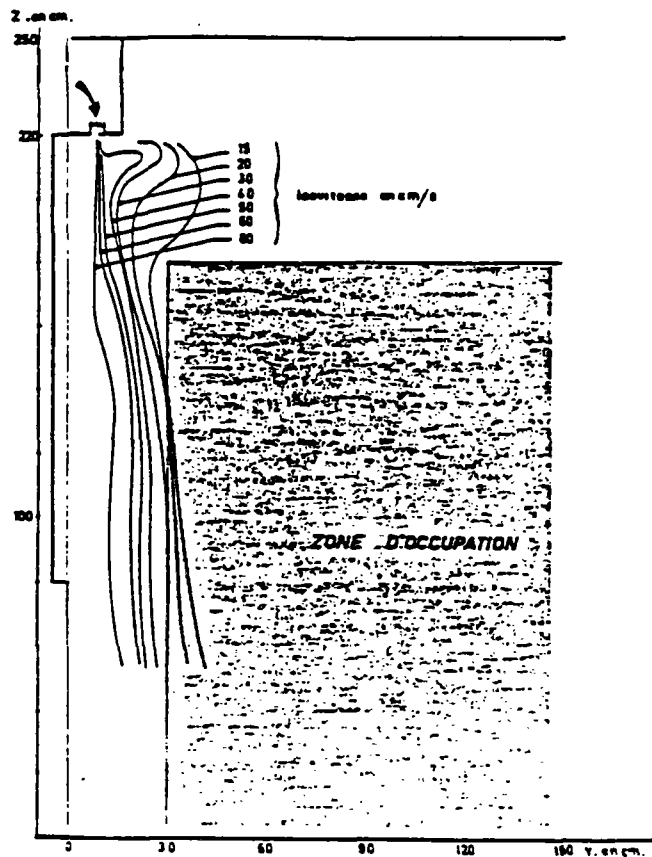


Figure 2 : Vitesses de l'air mesurées dans une cellule expérimentale au CSTB
avec un débit d'entrée d'air de $30 \text{ m}^3/\text{h}$ (103).

6.13 - Champ de pression extérieur en présence du vent

On va supposer que le modèle "hydrostatique" précédent reste valable et qu'on lui ajoute un effet de pression dynamique du vent sur les façades du logement et en particulier sur ses ouvertures.

En un point M de la structure et à l'instant t la pression du "node extérieur" sera dès lors :

$$P_e(M) = P_{e0} + \frac{1}{2} \rho_e U_0^2 C_p(M) - \rho_e g z \quad (6)$$

où : U_0 : vitesse du vent en un point de référence du bâtiment (m/s)
 C_p : coefficient de pression du vent mesuré en soufflerie (—)

On rencontre ici une hypothèse couramment utilisée par la plupart des auteurs (39) (59) (128). Il est pourtant important de noter que cette hypothèse est discutable surtout lorsqu'on sait que les C_p mesurés le sont pour des parois pleines sans ouvertures donnant à l'extérieur (portes, fenêtres). Des expériences sont en cours au CSTB pour préciser les limites du domaine de validité de cette hypothèse.

6.14 - La masse de l'air à l'intérieur de chaque zone

Par définition, pour chaque zone la masse de l'air intérieur peut s'écrire :

$$M_i = \rho_i V_i \quad (7)$$

où V_i est le volume (m^3) de la zone i .

On admettra que ceci reste vrai même quand la fluctuation de la pression modifie ρ_i .

Cela revient à dire que compte tenu de ses dimensions, on considérera que la pression varie instantanément dans tout le volume (pas d'ondes de pression).

A remarquer que ceci n'est valable que pour des temps caractéristiques de fluctuation grands vis-à-vis des temps de transit des ondes acoustiques dans le volume.

Exemple : pour une dimension de pièce de 5 m, le temps "acoustique" est de l'ordre de 5/340 soit 1/70 seconde. En gros cela veut dire que le modèle ne tient que si les δt considérés sont $> 1/10$ seconde et par conséquent, il est inutile de regarder les "fréquences" de turbulence plus élevées que 10 HZ.

6.15 - Equations de bilan de zones

Pour chaque zone i le bilan de masse de l'air peut s'écrire :

$$\frac{dM_i}{dt} = \sum^N (\dot{m}_{j \rightarrow i} - \dot{m}_{i \rightarrow j}) \quad (8)$$

où $\dot{m}_{i \rightarrow j}$: masse d'air sortant de la zone i (kg/s)
 $\dot{m}_{j \rightarrow i}$: masse d'air entrant dans la zone i (kg/s)
 N : nombre de zones

soit $Q_i = \sum (\dot{m}_{j \rightarrow i} - \dot{m}_{i \rightarrow j})$

Compte tenu de (7) et de l'hypothèse d'"homogénéité" instantanée de la pression on a :

$$V_i \frac{dp_i}{dt} = Q_i \quad (9)$$

ou encore compte tenu de (1) :

$$\frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_i}{dt} = Q_i \quad (10)$$

avec $P_i = P_{i0} - \rho_i g z$

Or dans un volume d'une pièce, z varie de quelques mètres et ρ_i environ 1.2 à 1.3 kg/m³ donc le terme $\rho_i g z$ peut valoir

environ $1.3 \times 10 \times \Delta z$

soit 130 Pa pour $\Delta z = 10$ m

Par contre P_{i0} est de l'ordre de grandeur de la pression atmosphérique (environ 10⁵ Pa).

Si on néglige le terme $\frac{g}{r}gz$ dans la valeur de P_i , l'incertitude relative sur la valeur de la pression est inférieure à 0.2 % d'où l'équation (10) devient :

$$\frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_{i0}}{dt} = Q_i \quad (11)$$

Une autre méthode peut conduire au même résultat : en effet, si on remplace P_i par sa valeur dans (10) on a :

$$\frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_{i0}}{dt} - \frac{g z}{r T_i} V_i \frac{dP_i}{dt} = Q_i$$

ou bien compte tenu de () :

$$\frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_{i0}}{dt} - \left(1 + \frac{g z}{r T_i}\right) Q_i = 0 \quad (12)$$

Un raisonnement analogue à celui fait précédemment montre que $gz/rT_i < 10^{-3}$ et par conséquent on peut négliger ce terme devant l'unité, d'où l'on retrouve l'équation (11).

On peut aussi justifier ceci en constatant qu'on peut améliorer l'approximation en prenant pour z une valeur moyenne sur la hauteur de la pièce et de ce fait en posant :

$$\alpha_{\text{moy}} = \frac{g z_{\text{moy}}}{r T_i} = C^{\text{te}}$$

l'équation (12) devient

$$\frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_i}{dt} - (1 + \alpha_{\text{moy}}) Q_i = 0$$

Dans la suite on néglige α_{moy} et on conserve l'équation (11).

6.16 - Equations d'écoulement

Une fois les équations de bilan de masse d'air posées il reste à déterminer les équations d'écoulement entre les différents volumes considérés.

Ces équations ont la forme générale suivante :

$$\dot{m} = f(p, \Delta P)$$

où \dot{m} désigne le débit masse de l'air transitant à travers une connexion entre deux volumes, ρ sa masse volumique et ΔP la différence de pression de part et d'autre de la connexion.

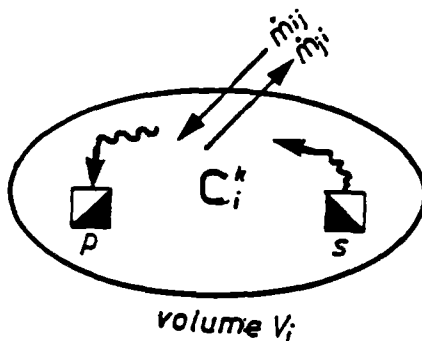
La forme de la fonction f peut être très différente d'une connexion à une autre.

Généralement ces fonctions sont non linéaires. Elles caractérisent des écoulements dits de décharge et ne sont rarement accessibles qu'avec des moyens expérimentaux. Nous en avons donné des modélisations de formes cohérentes au fil du chapitre 4.

6.2 - CALCUL DES CONCENTRATIONS DE POLLUANTS

6.21 - Bilan masse de polluant

Considérons pour chaque volume i du logement un polluant k de concentration et supposons qu'il existe une source s et un puits p de production et d'absorption du polluant k .



On suppose que le mélange du polluant avec l'air de la zone est parfait et instantané (on considère donc une "diffusion" immédiate dans le volume, mais pas entre volumes) (10) (67) (106) (111).

Pour un intervalle de temps dt , l'accroissement de la masse du polluant k dans la zone i est égal à la somme algébrique des débits échangés avec les autres zones et des débits produits et absorbés dans le volume étudié.

L'équation de conservation du débit masse du polluant k s'écrit alors :

$$\rho_i V_i \frac{dC_i^k}{dt} = \sum (\dot{m}_{j \rightarrow i} C_j^k - \dot{m}_{i \rightarrow j} C_i^k) + \dot{m}_s^k + \dot{m}_p^k$$

- où
- ρ_i : masse volumique de l'air dans la zone i (kg/m³)
 - V_i : volume de la zone i (m³)
 - C_i^k : concentration de polluant k dans la zone i (—)
 - $\dot{m}_{i \rightarrow j}$: débit masse d'air sortant de la zone i (kg/s)
 - $\dot{m}_{j \rightarrow i}$: débit masse d'air entrant de la zone j vers i (kg/s)
 - \dot{m}_s^k : source, débit masse de production de polluant k dans la zone i (kg/s)
 - \dot{m}_p^k : puit, débit masse d'absorption de polluant k dans la zone i (kg/s)

Dans cette équation, les termes \dot{m}_s^k et \dot{m}_p^k sont très mal connus ; la plupart du temps on se contente de prendre des valeurs forfaitaires. Si ceci est acceptable pour certains types de polluants, il n'en est pas du tout pour d'autres comme le taux d'humidité, source de condensations et de moisissures, ou le dioxyde d'azote et le monoxyde de carbone présent dans les produits de combustion.

Dans ce qui suit, on étudiera le problème de l'humidité et on proposera en s'appuyant sur des hypothèses simplificatrices, de modéliser le phénomène de migration de l'humidité dans les locaux d'habitation.

6.3 - MIGRATION D'HUMIDITE

6.31 - Migration d'humidité dans les matériaux

Les migrations d'humidité dans les matériaux concernent à la fois les parois du logement et le mobilier. Ces migrations sont susceptibles d'atténuer les pics d'humidité de façon importante, ce qui a pour conséquence une modification du risque de condensation, ainsi que dans le cas de bouches hygroréglables (voir paragraphe 4.2) une modification des débits. Une prise en compte complète de ces phénomènes nécessiterait des calculs complexes, aussi propose-t-on, de retenir les hypothèses simplificatrices exposées ci-après (15) (18) (71).

6.311 - Migration d'humidité dans les parois

On retiendra les hypothèses suivantes :

- Les transferts d'humidité dans les parois intérieures (cloisons), supposées en matériaux non hygroscopiques, sont négligés ;
- Les parois extérieures sont constituées par une paroi extérieure en béton et un complexe isolant intérieur en polystyrène dont la résistance à la diffusion de vapeur est prise égale à $R_D = 2000 \text{ m}^2 \cdot \text{Pa} \cdot \text{h} / \text{g}$, à l'exception des pièces de service (cuisine, WC et salles d'eau) supposées revêtues d'une peinture imperméable à la vapeur, et pour lesquelles la résistance R_s prend donc une valeur infinie ;

- On convient, en vue de la détermination de la température TF_i à l'interface entre le béton et le complexe isolant, de négliger l'inertie thermique de la construction : à tout instant, la température TF_i est donc la moyenne pondérée de la température extérieure $Text$ et de la température intérieure $Tint$:

$$TF_i = \alpha Text + (1 - \alpha) Tint$$

$$\text{avec } \alpha = 0.85$$

- Les transferts d'humidité de l'air de la pièce vers la paroi en béton (où elle va s'accumuler durant la période froide pour être restituée durant la saison chaude) sont quantifiés durant la saison de chauffe. On admet qu'alors les transferts d'humidité entre la paroi et l'air extérieur peuvent être négligés.

- Les hypothèses ci-dessus conduisent à la relation suivante :

$$\frac{dM}{dt} = \frac{(Pv_{int} - Pv_i) S}{R_D}$$

où

S	= surface de paroi opaque de la pièce considérée donnant sur l'extérieur	(m ²)
dt	= intervalle de temps durant lequel on calcule les transferts d'humidité	(h)
RD	= la résistance à la diffusion de la vapeur d'eau dont les valeurs figurent ci-dessus	(m ² .Pa.h/g)
Pv_i	= la pression de vapeur saturante de l'eau à la température TF_i de l'interface	(Pa)
Pv_{int}	= la pression partielle de vapeur de l'eau dans le local	(Pa)
dM	= la quantité d'eau transférée vers la paroi en béton durant l'intervalle de temps dt	(kg)

6.312 - Migration d'humidité dans le mobilier

De nombreuses observations ont permis de mettre en évidence l'importance de l'absorption de l'humidité de l'air par les matériaux hygroscopiques constituant le mobilier et certains revêtements (boiseries, tentures, meubles, moquettes, etc...). Pour tenir compte de ce phénomène on propose le modèle mathématique suivant (18) :

$$\frac{dM}{dt} = 0.035 S HR - 0.018 M$$

dt en heure est la durée de la période considérée.

dM en kg est la masse d'eau transférée durant cette période.

S en m^2 est la surface en contact avec l'air de la pièce.

HR est le taux d'humidité relative de l'air de la pièce ; sa valeur est comprise entre 0 et 1.

M en kg est la masse d'eau contenue à l'instant considéré dans le mobilier.

Cette équation permet de calculer les échanges d'humidité entre l'air d'une pièce et son mobilier.

Cependant les coefficients numériques figurant dans cette relation découlent d'expériences menées à l'étranger dans des conditions (taille de la pièce, nature du mobilier, type de construction, etc...) assez mal précisées. Ils n'ont donc qu'une valeur provisoire et demandent à être complétés par des investigations expérimentales.

6.4 - MISE EN FORME GLOBALE ET RESOLUTION NUMERIQUE

Une fois les modèles élémentaires sont établis, la méthode est simple.

En effet, pour chaque zone, on a trois équations : état, équilibre hydrostatique et bilan de masse d'air.

Quant aux flux, ils sont exprimés par les écoulements de décharge stratifiés ou pas.

Ceci nous ramène, dans le cas où les températures dans chaque pièce sont invariables, à résoudre un système de N équations (bilan de masse d'air dans chaque zone) à N inconnues (les pressions dans les zones).

$$\left\{ \frac{dp_i(P_i)}{dt} = \sum_{j=1, \dots, N} (\dot{m}_{j \rightarrow i}(P_i, P_j) - \dot{m}_{i \rightarrow j}(P_i, P_j)) \right\} \quad (1)$$

- 1ère hypothèse : fluide incompressible - $\rho_i = \rho^0$

Dans ce cas $\frac{d\rho_i}{dt} = 0$ et l'écoulement est permanent.

Le système (1) se réduit à un système d'équations algébriques non linéaires.

$$\left\{ \sum_{j=1, \dots, N} (\dot{m}_{j \rightarrow i}(P_i, P_j) - \dot{m}_{i \rightarrow j}(P_i, P_j)) = 0 \right\} \quad (2)$$

- 2ème hypothèse : fluide compressible - $\rho_i = \rho(P_i)$ (barotrope)

Dans ce cas (voir chapitre 6), le système (1) se met sous la forme :

$$\left\{ \frac{V_i}{r T_i} \frac{dP_{i0}}{dt} = \sum_{j=1, \dots, N} (\dot{m}_{j \rightarrow i}(P_{i0}, P_{j0}) - \dot{m}_{i \rightarrow j}(P_{i0}, P_{j0})) \right\} \quad (3)$$

On est amené à résoudre un système d'équations différentielles du premier ordre non linéaires.

En faisant la discrétisation temporelle suivante

$$\Delta t = t^k - t^{k-1}$$

où l'indice k désigne l'itération.

Le système (3) nous fournit à chaque pas de temps, Δt , un système d'équations non linéaires.

$$\left\{ P_{i0}^k - P_{i0}^{k-1} - \Delta t \frac{V_i}{r T_i} \sum (\dot{m}_{j \rightarrow i}(P_{i0}^k, P_{j0}^k) - \dot{m}_{i \rightarrow j}(P_{i0}^k, P_{j0}^k)) = 0 \right\}_{i=1, \dots, N} \quad (4)$$

Pour les conditions initiales, on va supposer que pour $t = 0$

$$\{ P_{i0}^{(0)} \}_{i=1, \dots, N}$$

est tel que l'écoulement soit permanent c'est-à-dire qu'il soit solution du système :

$$\{ \sum (\dot{m}_{j \rightarrow i}(P_{i0}, P_{j0}) - \dot{m}_{i \rightarrow j}(P_{i0}, P_{j0})) = 0 \}_{i=1, \dots, N} \quad (5)$$

6.41 - Algorithmes de résolution

Les systèmes (2) et (4) sont des systèmes non linéaires dont la résolution analytique n'est possible que dans des cas très particuliers.

En général, on est amené à utiliser des procédures numériques.

Plusieurs méthodes peuvent être utilisées. Dans la suite on va représenter quelques méthodes qui nous ont parues les plus intéressantes (1) (12) (28) (41) (81).

6.411 - Méthode de Newton généralisée

La méthode de Newton pour résoudre un système de N équations non linéaires

$$F(X) = 0 \quad (5)$$

consiste à utiliser l'itération générale

$$\begin{aligned} J(X^{[k]}) \cdot p^{[k]} &= -F^{[k]} \\ X^{[k+1]} &= X^{[k]} + r^{[k]} p^{[k]} \end{aligned} \quad (6)$$

où le facteur d'amortissement $r^{[k]}$ peut être égal à l'unité et J est la matrice jacobienne de F.

En se donnant une valeur initiale X^0 suffisamment proche de la solution, la méthode converge quadratiquement.

Le haut niveau de convergence de cette méthode l'a rendue très populaire, mais une des principales limitations de la méthode de Newton sous cette forme est la difficulté d'obtenir les éléments de J analytiquement quand N est assez grand (12) (28).

6.412 - Algorithme de Levenberg Marquardt

La solution d'un système d'équations non linéaires (5) peut être vue comme un cas spécial de la recherche du minimum d'une somme des carrés

$$S(X) = \sum_{i=1}^m [f_i(x_1, x_2, \dots, x_n)]^2 \quad (m \geq n) \quad (7)$$

La bibliothèque mathématique IMSL (61) utilise pour résoudre (7) le sous programme ZXSSQ qui est basé sur une modification de l'algorithme de Levenberg Marquardt qui élimine le besoin des dérivées explicites.

Soit X^0 une première estimation de X . Une séquence d'approximations pour atteindre le minimum est générée par

$$X^{[k+1]} = X^{[k]} - [\alpha_k D_k + J_k^T J_k]^{-1} J_k^T f(X^k)$$

où J_k : est la matrice Jacobienne évaluée en X^k

D_k : est une matrice diagonale égale à la diagonale de $J_k^T J_k$

α_n : est une constante positive (paramètre de MARQUARDT)

Quand des différences directes sont utilisées, le Jacobien est calculé par

$$\frac{1}{h_j} [f_i(X + h_j u_j) - f_i(X)]$$

où u_j est le $j^{\text{ème}}$ vecteur unité et

$$h_j = \text{Max} (|X_j|, 0.1) * \text{EPS}^{0.5}$$

où EPS est la précision relative.

Pour les différences centrales,

$$\frac{1}{2 h_j} [f_i(X + h_j u_j) - f_i(X - h_j u_j)]$$

est utilisé.

Pour minimiser le nombre d'évaluation de la fonction, le Jacobien est calculé par la formule suivante :

$$J_{n+1} = J_n + \frac{1}{\delta^T \delta} [f(X^{n+1}) - f(X^n) - J_n \delta] \delta^T$$

$$\text{où } \delta = X^{n+1} - X^n$$

La méthode converge assez rapidement et elle est mieux adaptée pour N (nombre d'équations) assez grand > 10 .

Néanmoins, les deux méthodes peuvent ne pas converger si le choix de la valeur initiale n'est pas assez proche de la solution finale.

Pour essayer de remédier on a proposé plusieurs méthodes dont la plus célèbre est "la méthode de continuation".

6.413 - Méthode de continuation

La méthode consiste à faire le paramétrage suivant

$$G(X, t) = t F(X) - (t - 1) \Phi(X)$$

où $\Phi(x)$ est un système d'équations linéaires ou non dont on connaît la solution telle que

$$\begin{aligned} & \alpha \text{ telle que } \Phi(\alpha) = 0 \\ \text{et } & 0 \leq t \leq 1 \text{ telle que pour} \\ & \begin{cases} t = 0 & G(X, 0) = \Phi(X) \\ t = 1 & G(X, 1) = F(X) \end{cases} \end{aligned}$$

l'idée est de passer, en faisant progresser t de 0 à 1, de la solution

$$X(t=0) = \alpha \quad \text{à} \quad X(t=1) = X^* \quad \text{solution de } F(X) = 0$$

Ceci dit cette méthode n'est pas valable quelque soit le système $\Phi(x)$ et il faut choisir la fonction Φ de telle sorte qu'elle soit assez proche du problème physique.

7 - DEVELOPPEMENT DE CODES DE CALCUL

7.1 - NOTION DE MODELES FINALISES

Tout travail de modélisation doit servir à des objectifs bien définis. Ces objectifs, quels qu'ils soient, interviennent dans le degré de complexité du modèle, dans sa finalité et dans son organisation de son mis en oeuvre.

Il est préférable, par exemple, lorsqu'on veut étudier de plus près ce qui se passe dans un réseau aéraulique de ne pas s'encombrer par un nombre supplémentaire de paramètres et de phénomènes qui n'ont pas une influence prépondérante sur le débit d'air extrait dans le réseau.

Au contraire lorsqu'on s'intéresse aux transferts d'air internes (entre pièces d'un logement) la modélisation du réseau se trouve simplifiée au profit d'une modélisation fine des écoulements internes.

L'objectif, le nombre de paramètres d'entrée et de sortie, la méthode de résolution et le temps de calcul sur ordinateur, impliquent dans la pratique d'élaborer des modèles finalisés, des codes de calcul spécifiques performants et parfaitement adaptés.

7.2 - CODE DE CALCUL GAINÉ

7.21 - Objet

Le code de calcul GAINÉ est un programme rédigé en FORTRAN implanté sur système digital équipement VAX/VMS de l'établissement MARNE-LA-VALLEE du CSTB (*). Il calcule, en régime permanent, les débits d'air extraits dans un immeuble de plusieurs étages équipés d'une ou plusieurs gaines de ventilation et vise aussi bien le calcul des installations de ventilation mécanique contrôlée (VMC), de VMC-GAZ que celles de ventilation naturelle par conduit vertical (voir figure 1).

Pour un immeuble de dix étages considéré comme un empiement de dix volumes reliés par un seul conduit, le temps d'exécution du programme est de l'ordre de la seconde CPU (18) (82) (87).

(*) Ce code a également été implanté sur micro-ordinateur PC compatible IBM sous système d'exploitation MS-DOS.

7.22 - Hypothèses spécifiques

- Les entrées d'air et les perméabilités sont positionnées sur deux faces opposées de l'immeuble au niveau de chaque étage.
- Pour un logement courant (étage I) : les pertes de charge des portes intérieures sont négligées, ce qui correspond au cas où ces portes sont ouvertes et la température d'air est supposée uniforme.

7.23 - Données d'entrée du programme

Ce sont :

- La vitesse de référence du vent,
- L'angle d'incidence du vent,
- La température extérieure,
- La température intérieure à chaque étage,
- La température moyenne autour des conduits,
- Les caractéristiques des entrées d'air (fixe ou autoréglable),
- Les caractéristiques des bouches d'extraction (fixe, autoréglable, thermo-modulante,...)
- Les hauteurs des conduits verticaux au dessus du dernier pliage,
- Le nombre d'étages de l'immeuble,
- Le nombre de gaines verticales,
- La hauteur d'un étage courant,
- La courbe caractéristique de l'extracteur ou les caractéristiques de (ou des) l'aspirateur statique,
- Dans le cas de l'étude de la turbulence du vent introduire le fichier de coefficients de pression spatio-temporels.

7.24 - Algorithme de résolution

Pour un conduit vertical, le calcul se fait par une double itération utilisant la méthode de Newton.

Dans une première étape, on choisit une valeur arbitraire de la pression dans le logement du premier niveau, ce qui permet de calculer le débit jusqu'au piquage suivant, puis de proche en proche les débits jusqu'au débouché haut de la colonne de ventilation. On calcule alors l'écart entre la pression ainsi calculée au débouché de la colonne et la pression atmosphérique. On réitère ce calcul avec une nouvelle valeur de la pression dans le logement du premier niveau, et ce, autant de fois qu'il est nécessaire pour obtenir un écart inférieur à une valeur suffisamment petite fixée à l'avance.

Dans le cas d'une installation de VMC ou VMC-GAZ, où les conduits verticaux sont reliés par un conduit horizontal en terrasse, on utilise la même méthode en s'imbriquant sur les colonnes verticales.

7.25 - Fichier de sortie

Sur un schéma simplifié illustrant l'immeuble et la gaine de ventilation sont données, après rappel de données d'entrée, les résultats suivants :

- Les débits d'air rentrant ou sortant de chaque étage et le débit d'extraction,
- Les pressions à l'intérieur des pièces et tout au long des gaines de ventilation,
- La température en bas et en haut de chaque tronçon du conduit (hauteur tronçon = hauteur étage),
- La température moyenne de chaque tronçon,
- La température de l'air à chaque bouche d'extraction.

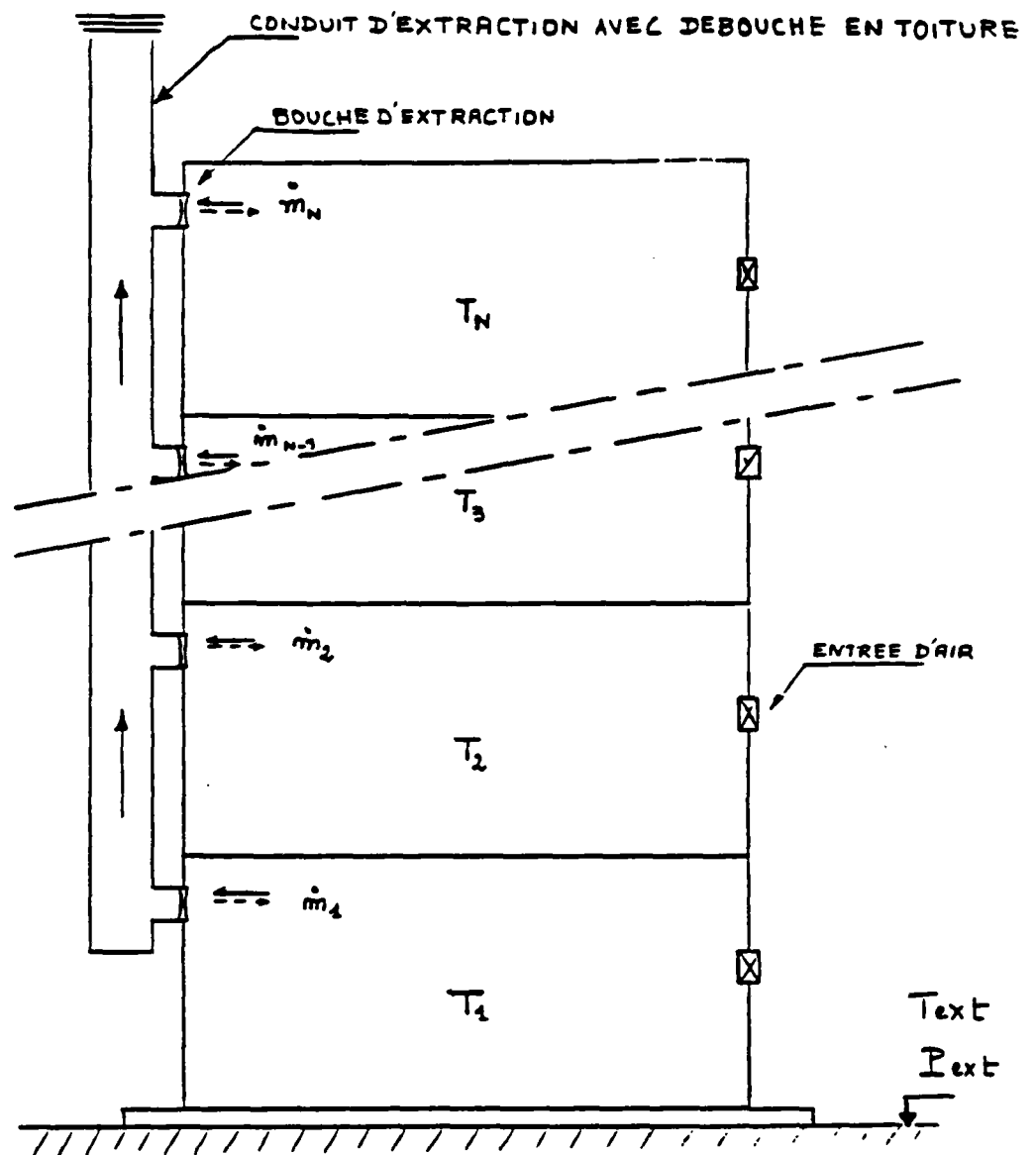


Figure 1 : Immeuble de plusieurs étages

7.3 - CODE DE CALCUL SIREN2

7.31 - Objet

Le code de calcul SIREN2 est un programme rédigé en FORTRAN implanté sur système digital équipement VAX/VMS de l'établissement Mame-la-Vallée du CSTB. Il a pour objet de déterminer, à un instant donné, les débits d'air et les pressions dans les différentes zones d'un logement, en fonction de la température dans chaque zone, des pressions du vent et des caractéristiques de l'installation (entrées d'air, bouches d'extractions, dimensions des ouvrants, perméabilité du logement, etc...).

Il permet de traiter le cas d'un ou plusieurs conduits d'extraction d'air individuels (mécanique, naturel ou mixte) desservant le logement considéré, en intégrant les perturbations liées au tirage thermique et aux effets du vent.

Il existe en deux versions suivant qu'on souhaite prendre en compte ou non la compressibilité de l'air dans les pièces (volumes).

Il permet le calcul instationnaire des transferts d'air entre zones et d'apprécier la qualité de l'air intérieur.

Le temps d'exécution du programme pour un état donné de températures et de pressions du vent est de l'ordre de trente secondes CPU pour un bâtiment de dix volumes (18) (83) (88).

7.32 - Hypothèses spécifiques

- La perméabilité du logement est répartie au choix de l'utilisateur.
- La perte de charge du conduit est caractérisée par le débit d'air \dot{m}_0 exprimé en kg/s dans le conduit lorsque la différence de pression est $\Delta P_0 = 1\text{Pa}$ et que la température d'air est $T_0 = 293\text{K}$. On en déduit le débit pour d'autres différences de pression ΔP et d'autres températures T , par la relation :

$$\dot{m} = \dot{m}_0 \sqrt{\frac{T}{T_0} \frac{\Delta P}{\Delta P_0}}$$

Ce qui suppose l'écoulement turbulent.

7.33 - Données d'entrée du programme

Ce sont :

1) Choix de la version :

- 1 : fluide incompressible
- 2 : fluide compressible (barotrope)

2) Données générales :

- Hauteur totale du logement (au débouché du conduit de ventilation).
- Coefficients de pression du vent sur le toit et sur les façades du logement suivant le cas :

* 1ère version : coefficients de pression constants ou fichiers de coefficients de pression spatio-temporels.

* 2ème version : fichier de coefficients de pression spatio-temporels

- Vitesse de référence et incidence du vent.
- Coefficient multiplicateur de la vitesse de référence du vent au niveau du toit (dans le cas de la ventilation naturelle).
- Nombre de zones (pièces) du logement ; chaque zone est identifiée par un numéro d'ordre (la zone correspondant à l'extérieur du logement est repérée par l'indice zéro).
- La température extérieure et températures de chaque zone (pièce) du logement.

3) Données relatives au réseau de ventilation

Les caractéristiques relatives à la perte de charge linéique du conduit de ventilation (le débit \dot{m}_0 kg/s sous 1 Pa à 20° C).

Selon le cas :

- a) Les caractéristiques relatives à la perte de charge linéique du conduit mécanique.
- b) Les caractéristiques de l'aspirateur statique.

4) Données relatives aux ouvertures :

Pour chaque ouverture, le numéro d'ordre de chacune des deux zones délimitées par cette ouverture.

Le type de l'ouverture :a) Petite ouverture

- La hauteur de l'ouverture au dessus du plancher,
- Les caractéristiques de l'ouverture (entrée d'air, bouches d'extraction, perméabilité, etc...).

b) Grande ouverture :

- La hauteur de l'allège de l'ouvrant,
- La hauteur de la retombée en linteau de l'ouvrant,
- La largeur de l'ouvrant.

Dans le cas où la porte (ou la fenêtre) est fermée :

- L'épaisseur du passage d'air en feuillure basse,
- L'épaisseur du passage d'air en feuillure haute.

5) Données relatives à l'indicateur k de qualité de l'air

- Emission du polluant k dans chaque zone,
- Pourcentage au départ du polluant k dans chaque zone.

7.34 - Algorithme de résolution

Pour chaque zone i , la somme S_i des débits d'air à travers les ouvertures la reliant aux autres zones doit être égale à

$$\frac{dP_i}{dt} \quad (si \rho = C^te, S_i = 0)$$

Comme ces débits ne sont fonction que des pressions dans les différentes zones et $P = f(P_i)$, on voit qu'on est alors en présence d'un système de NZONE équations

$$\left\{ F_i = S_i - \frac{dP(P_i)}{dt} = 0 \right\}_{i=1, \dots, NZONE}$$

(les équations du bilan de masse pour chaque zone) et de NZONE inconnues (Les pressions dans chaque zone).

La résolution de ce système s'effectue en utilisant le sous programme ZXSSQ de la bibliothèque IMSL. Ce sous programme, basé sur l'algorithme de Levenberg Marquardt, permet de calculer les pressions P_i qui minimisent la somme des carrés de F_i .

7.35 - Fichier de sortie

Après rappel des données d'entrée, à chaque instant, les résultats sont les suivants :

- 1) Le débit d'air dans chaque ouverture, dans le cas d'ouverture de larges dimensions il y a deux débits dont l'un est nul si le plan neutre est en dehors de l'ouverture.
- 2) La pression dans chaque zone (pièce) au niveau du plancher.
- 3) Le pourcentage de l'indicateur de qualité de l'air (CO, CO2, HR, etc...) dans chaque zone (pièce).

8 - EXPLOITATION DES CODES DE CALCUL

8.1 - INTRODUCTION

Les codes de calcul GAIN2 et SIREN2, exposés dans le chapitre précédent ont été utilisés pour de nombreuses simulations sur des cas divers dans le but d'apprécier, voire de comprendre telle ou telle situation :

- Dimensionnement adéquat du système de ventilation sur des configurations extrêmes ou moyennes,
- Appréciation de la qualité de l'air intérieur,
- Influence de la turbulence du vent sur la ventilation,
- Effet de la compressibilité de l'air sur la ventilation dans des cas précis,
- etc....

Il faut néanmoins noter que la validation globale de ces codes n'a pas été faite faute de moyens expérimentaux certes, mais surtout manque de temps considérable à consacrer à une telle investigation que ce soit en cellule expérimentale, en soufflerie ou sur site.

Compte tenu de l'état actuel de la modélisation, il est maintenant possible d'identifier les priorités à respecter pour un programme d'expérimentation qui permet de valider ou critiquer les hypothèses. L'ampleur des moyens nécessaires n'a pas permis d'aborder cette démarche dans le cadre de ce travail.

Ceci dit, les hypothèses prises pour modéliser les phénomènes physiques sont simples et réalistes. Les prédictions de tels modèles sont extraordinairement réalistes et assez précises : les validations de modèles similaires (4) (5) (76) (102) montrent qu'on prévoit très bien les tendances et qu'on a souvent des résultats globaux (débits, pressions, etc...) à 10 ou 20 % près, ce qui est souvent suffisant en pratique.

Dans la limite de ce qui vient d'être dit, nous allons présenter les résultats d'exploitation numérique d'un certain nombre de configurations réalistes.

8.2 - LOGEMENT HUIT ZONES : CALCUL EN REGIME PERMANENT

On considère un logement type F4 (voir figures 1 et 2) constitué de trois chambres à coucher, une salle de séjour, la cuisine, la salle de bain, un wc et une entrée (dégagement) et on calcule à l'aide du code SIREN2 les débits et les pressions pour des conditions moyennes de températures et de pressions du vent (18) (83) (88).

8.21 - Données d'entrée

- La hauteur du débouché du conduit en toiture est de 4,30 m au dessus du sol.
- La perméabilité du logement, supposée également répartie sur les deux faces (sud et nord) du logement est :

$$P = 100 \text{ m}^3/\text{h à } 20^\circ\text{C sous } 1 \text{ Pa}$$

- Une entrée d'air autoréglable dans chacune des pièces principales (séjour et chambres) de débit type $30 \text{ m}^3/\text{h}$ installée à une hauteur de 2 m.

Toutes les portes sont ouvertes sauf la porte d'accès du logement. Elles ont les mêmes dimensions (2,10 m x 0,80 m).

La vitesse de référence du vent (à une hauteur de 10 m, dans l'écoulement d'air non perturbé par la construction) est prise égale à 5 m/s.

On admet que la direction du vent est perpendiculaire à la face sud du logement, ce qui conduit aux valeurs suivantes des coefficients de pression moyens :

- Face au vent (face sud) $= 0,60$
- Sous le vent (face nord) $= - 0,35$
- Toit $= 0,00$

et la valeur $\alpha = 0,7$ du coefficient multiplicateur permettant d'obtenir la vitesse locale du vent (voir annexe 3).

La perte de charge de chaque conduit de ventilation est prise égale à 1 Pa lorsque le débit est égal à 100 m³/h et la température à 20°C.

Les températures dans chaque zone sont les suivantes :

- extérieure	(zone 0)	= 0°C
- cuisine	(zone 1)	= 20°C
- séjour	(zone 2)	= 22°C
- chambre 1	(zone 3)	= 23°C
- Chambre 2	(zone 4)	= 24°C
- Chambre 3	(zone 5)	= 25°C
- salle de bain	(zone 6)	= 26°C
- WC	(zone 7)	= 21°C
- dégagement	(zone 8)	= 19°C

8.22 - Résultats

Premier cas : Système d'extraction mécanique simple flux

- Différence de pression de l'extracteur à débit nul : 140 Pa à 20°C
- Débit volumique pour une différence de pression nulle de part et d'autre de l'extracteur : 300 m³/h à 20°C
- Bouches d'extraction fixes permettant d'évacuer un débit de 120 m³/h en cuisine et de 30 m³/h dans les autres pièces de service pour une température de 20°C et une différence de pression de 120 Pa.

Deuxième cas : Ventilation naturelle par trois conduits verticaux



- Caractéristiques des aspirateurs statiques utilisés (voir paragraphe 4.6)

$B = 0$; $C = 0,5$; débit type sous 1 Pa = 100 m³/h à 20°C

- Grilles d'extraction fixes permettant d'évacuer un débit de 120 m³/h en cuisine et de 30 m³/h dans les autres pièces de service pour une température de 20°C et une différence de pression de 1 Pa.

Les résultats, en débits et pressions, pour les deux cas sont exposés sur les figures 1 et 2.

8.23 - Conclusion

L'exemple traité dans ce paragraphe illustre bien la capacité du code SIREN2 à intégrer les composantes aérauliques du bâtiment. On dispose d'un outil permettant de déterminer les flux d'air dans les différentes pièces d'un logement d'habitation en intégrant notamment les effets du tirage thermique et du vent.

Lorsqu'on ne dispose que de valeurs moyennes de températures et de pressions du vent, cette version du code permet de mieux apprécier, aussi bien en ventilation mécanique, qu'en ventilation naturelle, la qualité du renouvellement d'air dans les différentes pièces pour différentes configurations du système de ventilation.

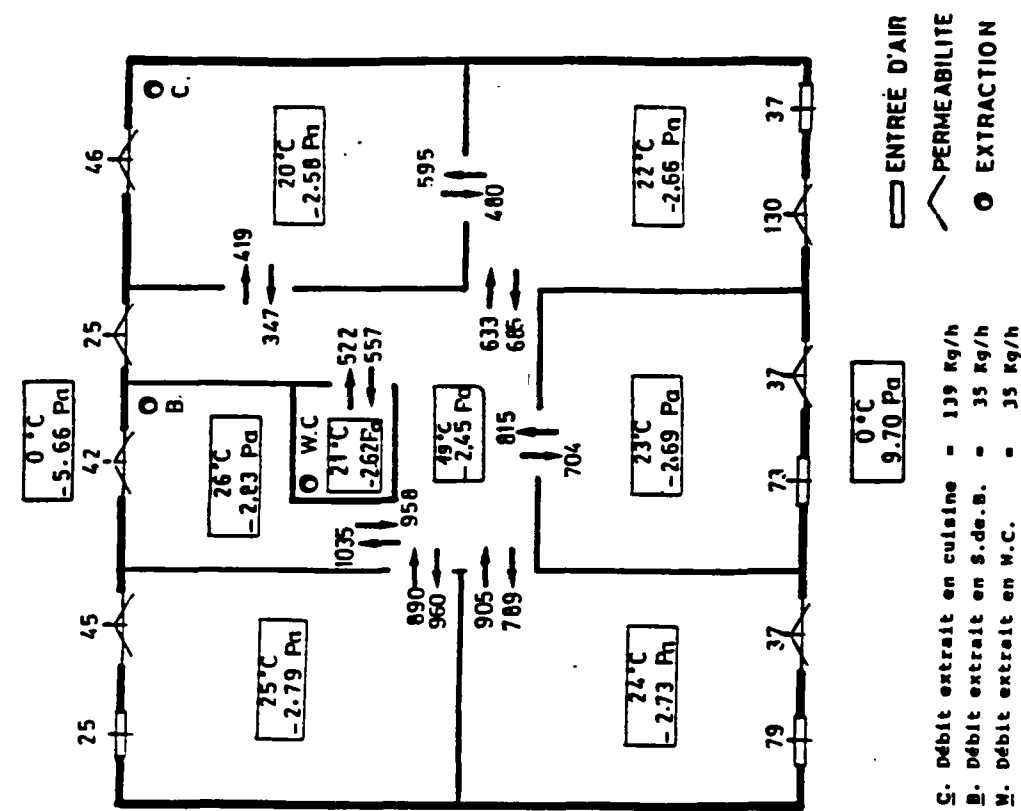


FIG. 1 - Carte des débits (exprimés en Kg/h) dans le cas d'une EXTRACTION MECANIQUE par une température extérieure de 0°C et un vent de 5 m/s.
Pour chaque zone, la pression au niveau du sol et la température figurent dans le cartouche central.

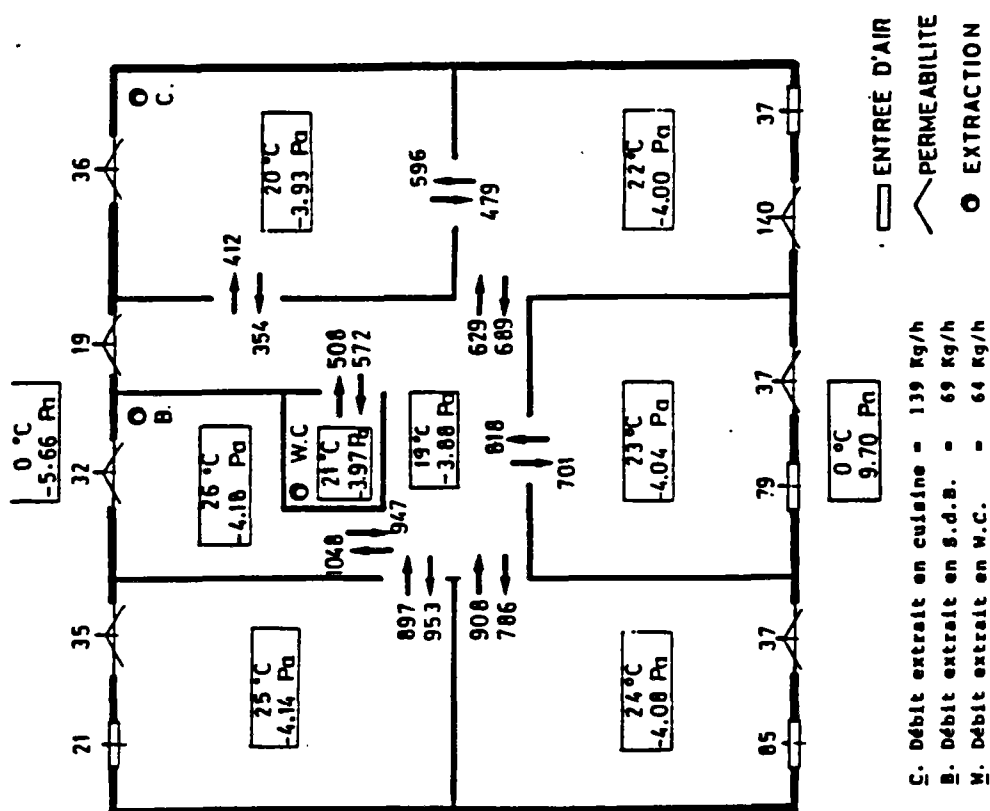


FIG. 2 - Carte des débits (exprimés en Kg/h) dans le cas d'une VENTILATION NATURELLE par conduit séparés par température extérieure de 0°C et un vent de 5 m/s.
Pour chaque zone, la pression au niveau du sol et la température figurent dans le cartouche central.

8.3 - INFLUENCE DE LA TURBULENCE DU VENT ET DE LA COMPRESSIBILITE DE L'AIR DE GRANDS VOLUMES SUR LA VENTILATION

8.31 - Introduction

La modélisation numérique des transferts d'air dans un logement multizone s'effectue généralement en retenant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices parmi lesquelles l'hypothèse d'incompressibilité de l'air et l'hypothèse de la stabilité des pressions de vent au cours d'une même tranche horaire. Les fichiers météorologiques donnent l'orientation et la vitesse moyenne du vent par tranche horaire (*).

Ces simplifications conduisent à des conclusions erronées dans un certain nombre de cas.

C'est ainsi que l'hypothèse de stationnarité des pressions de vent conduit, dans le cas particulier où la pression moyenne à l'intérieur d'une pièce est égale à la pression moyenne du vent sur la paroi extérieure, à un débit d'air nul durant toute la période ; Ce résultat est naturellement erroné car les fluctuations temporelles du vent induisent de façon évidente un certain renouvellement d'air.

On doit en outre tenir compte dans certains cas de la compressibilité de l'air. On s'en convaincra aisément en considérant le cas théorique d'une zone qui ne serait en communication avec l'extérieur que par une seule ouverture (92) (110) : les transferts d'air ne sont différents de la valeur nulle que si l'on tient compte à la fois de la compressibilité de l'air et des fluctuations temporelles du vent.

Dans la suite, nous allons traiter à l'aide du code SIREN2 quelques cas afin de fournir des indications concernant l'intérêt qu'il peut y avoir, selon les situations envisageables, à prendre en compte ou non ces phénomènes (84) (90).

(*) Les fichiers météorologiques donnent l'orientation et la vitesse moyenne du vent par tranche horaire.

8.32 - Champs de pression spatio-temporels

Une étude destinée à évaluer l'incidence des fluctuations spatio-temporelles du vent sur le renouvellement d'air a été entreprise en collaboration avec l'établissement de Nantes du CSTB (75). Des mesures de pression en plusieurs points sur maquette, à l'échelle du 1/150^{ème}, en soufflerie atmosphérique donnent le champ de pression quasi instantané et synchrone sur les façades et en toiture d'un pavillon individuel (voir figure 1).

Les enregistrements, menés pour plusieurs angles d'incidence du vent, ont conduit à des fichiers donnant, pour des différents points de l'enveloppe du pavillon, les valeurs séquentielles (pas de temps égal en conditions réelles à 0,3s) des coefficients de pression (voir figure 2).

8.33 - Méthodologie

On considère successivement quatre hypothèses de complexité croissante, selon qu'on intègre ou non les fluctuations spatio-temporelles de la pression du vent ou la compressibilité de l'air :

	Compressibilité de l'air	Pression du vent sur une même façade
H 1	non	uniforme
H 2	non	fonction du temps uniquement
H 3	non	fonction du temps et du lieu
H 4	oui	fonction du temps et du lieu

TABLEAU 1 : hypothèses

La sensibilité des résultats à ces hypothèses est quantifiée en utilisant un indicateur qui est la concentration en polluant (on retient le dioxyde de carbone) au cours du temps.

Les calculs sont menés en utilisant le code SIREN2 ; on traite d'abord le cas d'un logement comportant deux zones et ensuite celui d'une pièce sans communication aéraulique (porte étanche) avec le reste du logement.

8.34 - Etude d'un logement comportant deux zones

8.341 - Données d'entrée

- La position des entrées d'air et du conduit d'extraction est représentée dans la figure 3.

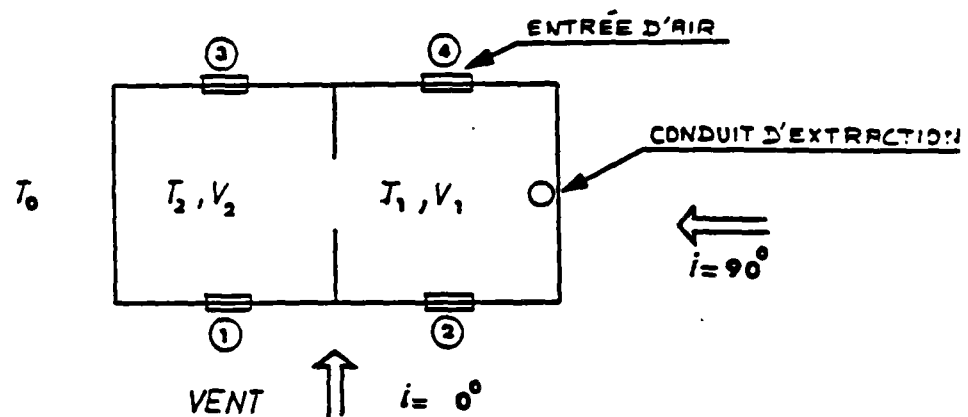


Figure 3 : Logement comportant deux zones

- Pressions du vent :

Les pressions du vent sont déterminées sur la base des relevés (*) en soufflerie en considérant les hypothèses restrictives suivantes :

- Vitesse de référence du vent (c'est-à-dire vitesse moyenne sur une courte période dans l'écoulement non perturbé, à une hauteur de 10 m au-dessus du sol) : égale à 4 m/s en permanence ; le vent est supposé du type proche banlieue.
- Orientation du vent supposée constante.

(*) De façon à pouvoir atteindre l'état d'équilibre des concentrations en polluant, les simulations sont menées sur une période suffisamment longue (8 heures). Cette durée étant supérieure à celle correspondant au fichier de pression du vent (57.3 s en soufflerie, soit 70 mn en conditions réelles), on a été amené à considérer un fichier fictif constitué de la répétition, jusqu'à concurrence de 8 heures, du fichier initial.

- Volumes V1 et V2 des pièces : $V1 = V2 = 162 \text{ m}^3$.

- Entrées d'air :

Les entrées d'air sont de type fixe avec un débit type de $15 \text{ m}^3/\text{h}$. Leur hauteur au dessus du sol est de 1.50 m.

- Perméabilité à l'air :

La perméabilité totale du logement est de $60 \text{ m}^3/\text{h}$ sous 1 Pa. On suppose qu'elle est répartie à parts égales entre les points 1 et 4.

- Extraction d'air :

Elle est assurée par un conduit fonctionnant en tirage naturel :

- Grille d'extraction située à une hauteur de 2.7 m au-dessus du sol : Perte de charge égale à 1 Pa lorsqu'elle est traversée par un débit de $80 \text{ m}^3/\text{h}$;

- Conduit de ventilation : perte de charge égale à 1 Pa lorsqu'il est traversé par un débit de $100 \text{ m}^3/\text{h}$;

- Couronnement du conduit : perte de charge égale à 1 Pa lorsqu'il est traversé par un débit de $100 \text{ m}^3/\text{h}$; il est situé à une hauteur de 5.2 m au-dessus du sol ; le coefficient de dépression due à la vitesse du vent est supposé nul.

- Porte de séparation :

dimensions : 210 cm x 80 cm

en position fermée la hauteur du passage d'air (détailonnage) est de 1 cm en partie basse, et autant en partie haute.

- Concentrations en CO2 :

à l'extérieur : 0,3 ‰ en permanence

à l'intérieur : 1 ‰ à l'instant initial dans chaque pièce ; à chaque instant, cette concentration est supposée uniforme à l'intérieur d'une même pièce.

On retient le cas où il y a émission à flux constant, 60 g/h , de CO2 dans la pièce 2, et absence d'émission dans l'autre pièce.

- Températures :

extérieure : 0°C

pièce 1 : 19°C

pièce 2 : 20°C

8.342 - Résultats

a) Renouvellement d'air du logement :

La figure 4, représente, pour chacune des trois hypothèses H2, H3 et H4, l'évolution au cours du temps, du débit total d'air neuf pénétrant dans le logement pour un vent normal aux façades avec porte intérieure ouverte.

On observe que la prise en compte des fluctuations temporelles du vent, et, à moindre degré, celles de la compressibilité de l'air, modifie de façon appréciable les débits instantanés.

Toutefois, en moyenne sur le temps, les différences s'atténuent, ce qui peut être mis en évidence par l'étude de l'évolution des concentrations de CO₂.

b) Evolution des concentrations de polluant au cours du temps :

La figure 5, représente pour chacune des quatre hypothèses H1, H2, H3 et H4 l'évolution au cours du temps de la concentration en CO₂ dans la pièce n°2 avec un vent parallèle aux façades et portes intérieures ouvertes.

On observe que le régime permanent est atteint à l'issue de quelques heures.

Les tableaux 2 et 3 reproduits ci-après donnent pour ces mêmes hypothèses, et des différents cas, les concentrations en CO₂ atteintes au temps $t = 8 \text{ h}$:

Angle d'incidence du vent	0°	0°	90°	90°
Pièce n°	1	2	3	4
H1	0.68	0.75	0.72	0.79
H2	0.67	0.74	0.66	0.70
H3	0.65	0.72	0.65	0.69
H4	0.65	0.72	0.65	0.69

TABEAU 2 : Concentrations en CO₂ (‰) porte intérieure ouverte

Angle d'incidence du vent	0°	0°	90°	90°
Pièce n°	1	2	3	4
H1	0.62	1.16	0.70	1.28
H2	0.66	1.23	0.67	0.96
H3	0.63	1.16	0.67	0.95
H4	0.62	1.15	0.67	0.95

TABLEAU 3 : Concentrations en CO₂ (°/°) porte intérieure fermée.

8.343 - Discussion

a) Intérêt de prendre en compte la compressibilité de l'air :

Les hypothèses H3 et H4 conduisent à mieux que 1% près, aux mêmes résultats. L'erreur commise en négligeant la compressibilité de l'air est donc, pour l'exemple traité, très faible.

b) Intérêt de prendre en compte les fluctuations spatiales :

L'erreur commise en négligeant les fluctuations spatiales des pressions du vent est, pour l'exemple traité (voir hypothèses H2 et H3) inférieure à 10 % ; elle est plus particulièrement importante lorsque le vent est normal aux façades principales.

c) Intérêt de prendre en compte les fluctuations temporelles :

L'erreur commise en négligeant les fluctuations temporelles du vent est, ainsi qu'on pouvait le prévoir, plus particulièrement importante lorsque le vent est parallèle aux façades principales ; pour l'exemple traité elle peut atteindre (voir hypothèses H1 et H2) 35%.

8.35 - Etude d'un logement comportant une seule zone

On a vu, à propos de l'exemple précédent qui concernait un logement comportant plusieurs points de communication avec l'extérieur que le rôle joué par la compressibilité de l'air est minime.

A l'inverse, il est clair que si le logement ne comporte qu'un seul point de communication, le rôle joué par la compressibilité de l'air est déterminant.

Nous considérons ici le cas d'un logement à simple exposition sans dispositif spécifique de ventilation.

8.351 - Données d'entrée

La position des passages d'air est représentée dans la figure 6 : on a considéré le cas où le passage d'air (noté A) sur la façade extérieure correspond à une section libre de 200 cm^2 tandis que celui (noté B) donnant sur la façade opposée et correspondant aux défauts d'étanchéité n'est que de 10 cm^2 .

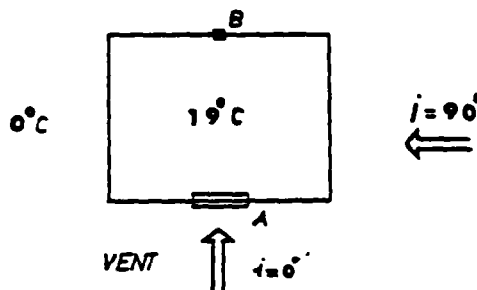


Figure 6

Concentrations de CO_2 :

- à l'extérieur : $0,3 \text{ } \text{‰}$
- à l'intérieur, à l'instant initial : $1 \text{ } \text{‰}$
- émission de CO_2 : néant

Températures :

- Intérieure : 19°C

- extérieure : 0°C

Pressions de vent :

Se reporter à l'alinéa (8.341)

8.352 - Résultats

La figure 7 représente pour chacune des quatre hypothèses H1, H2, H3 ou H4 définies au tableau 1, l'évolution au cours du temps de la concentration en CO₂.

Le tableau 4 reproduit ci-après donne pour ces mêmes hypothèses et pour deux incidences de vent, les concentrations en CO₂ atteintes au temps $t = 8$ h :

I	H1	H2	H3	H4
0°	0.78	0.77	0.76	0.63
90°	0.81	0.79	0.77	0.65

TABLEAU 4 : Concentrations en CO₂ (°/°°) pour une pièce à simple exposition.

8.353 - Discussion

On constate que l'hypothèse de compressibilité de l'air est, pour l'exemple traité, déterminante. Dans ce cas l'erreur commise en négligeant la compressibilité de l'air peut atteindre (voir hypothèses H1 et H4) 20 %.

Il est toutefois permis de penser que cela est dû à la disproportion importante (rapport de 1 à 20) entre les sections des deux passages d'air.

8.36 - Conclusion

Deux exemples, nettement différents ont été traités :

1er exemple : logement multizone à double exposition avec dispositif de ventilation spécifique.

2ème exemple : logement monozone à simple exposition sans dispositif de ventilation.

Les premières conclusions sont que dans le premier cas, la turbulence du vent (il s'agit principalement de fluctuations temporelles) doit être prise en compte mais qu'il n'est pas nécessaire de tenir compte de la compressibilité de l'air.

Dans le second cas, il doit être tenu compte à la fois des fluctuations temporelles du vent et de la compressibilité de l'air.

Ces premiers résultats demandent toutefois à être précisés et argumentés ; c'est ainsi qu'il conviendrait :

a) d'améliorer le mode de traitement des fichiers de pression de façon à apprécier dans quelle mesure les simplifications retenues (vitesse de référence et orientation du vent supposées constantes) sont véritablement représentatives.

b) d'effectuer de nouveaux calculs de façon à mieux délimiter l'éventail des situations où il est nécessaire de tenir compte de la compressibilité de l'air : on peut par exemple étudier la situation intermédiaire correspondant à un logement à simple exposition comportant deux pièces (c'est-à-dire deux passages d'air) et non équipé de dispositifs spécifiques de ventilation.

c) de mieux évaluer les situations dans lesquelles il y a lieu de tenir compte des fluctuations spatiales des pressions de vent sur une même façade. Une retombée pratique pourrait être d'examiner dans quelle mesure un dimensionnement plus large d'entrées d'air de type autoréglable permettrait de mieux résoudre le problème de la ventilation de l'habitat existant lorsque celui-ci est à simple exposition et qu'il n'y a pas de dispositif d'extraction.

On pourrait enfin se fixer comme objectif ultérieur d'établir des règles simples permettant de modifier les fichiers météorologiques actuellement disponibles (ces fichiers donnent la vitesse du vent moyennée sur une période d'une heure) de façon à rapprocher les résultats obtenus avec ces fichiers de ceux qu'on aurait obtenus sur la base d'une analyse détaillée incluant les phénomènes de turbulence du vent.

Une telle approche pourrait déboucher sur une procédure de modélisation stochastique (avec un pas de temps infra-horaire) des pressions de vent correspondant aux fichiers météorologiques horaires.

Ce travail pourrait par exemple être fondé sur l'analyse de l'écart-type des différences de pressions instantanées du vent entre deux points de l'enveloppe.

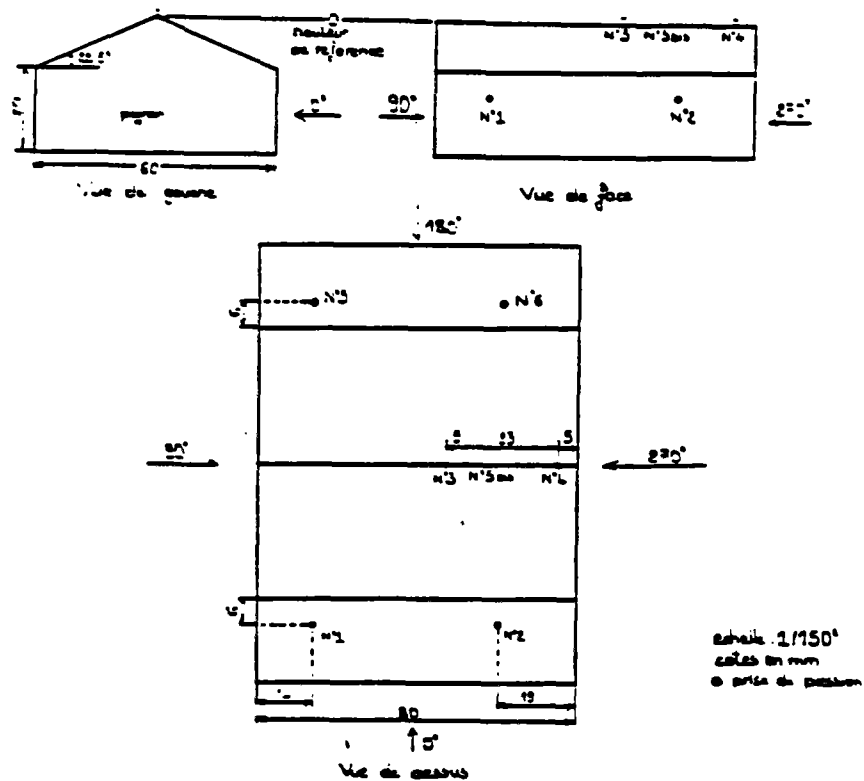
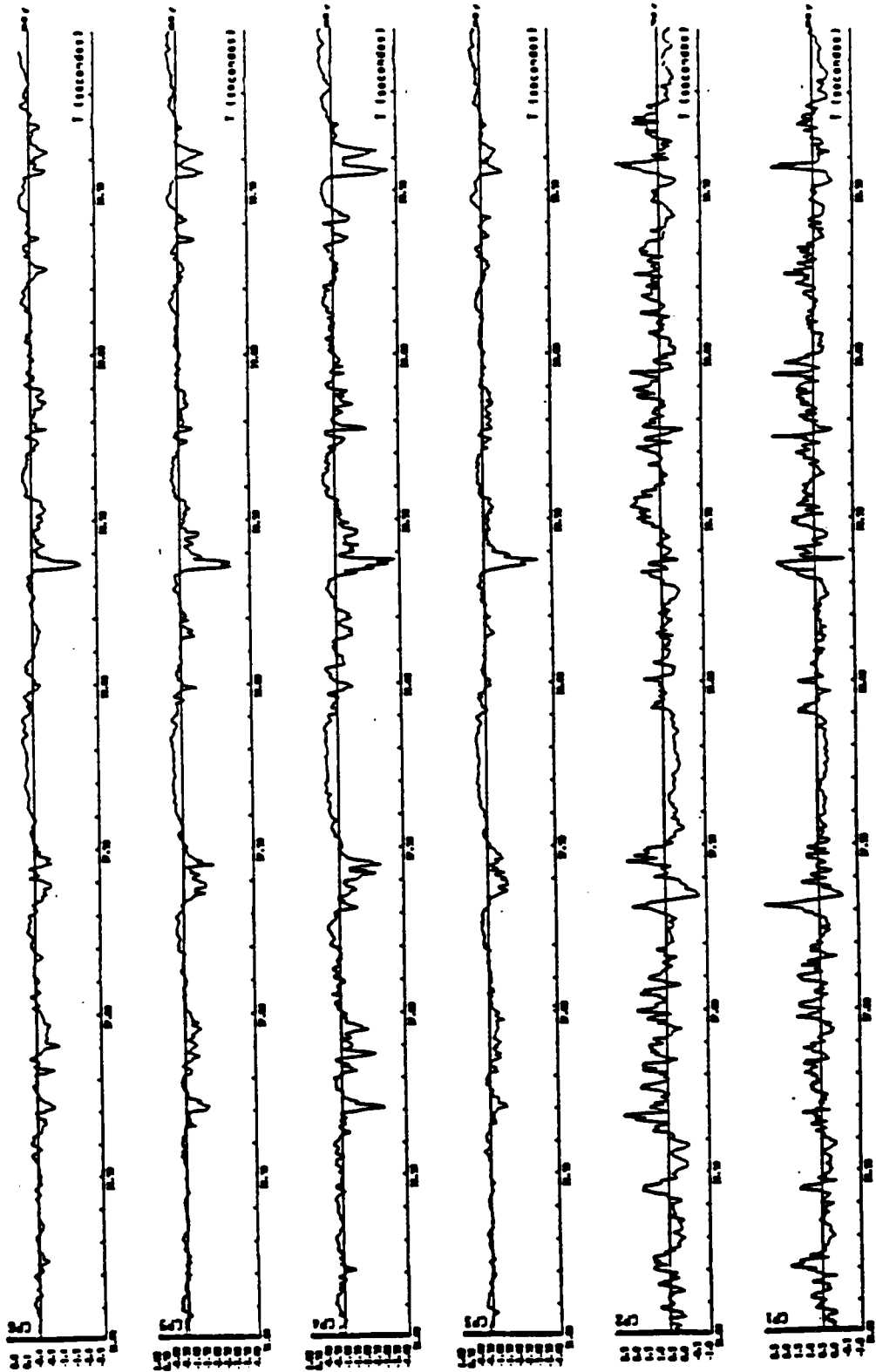


Figure 2 - Signaux de pressions instantanées. incidence du vent 0°



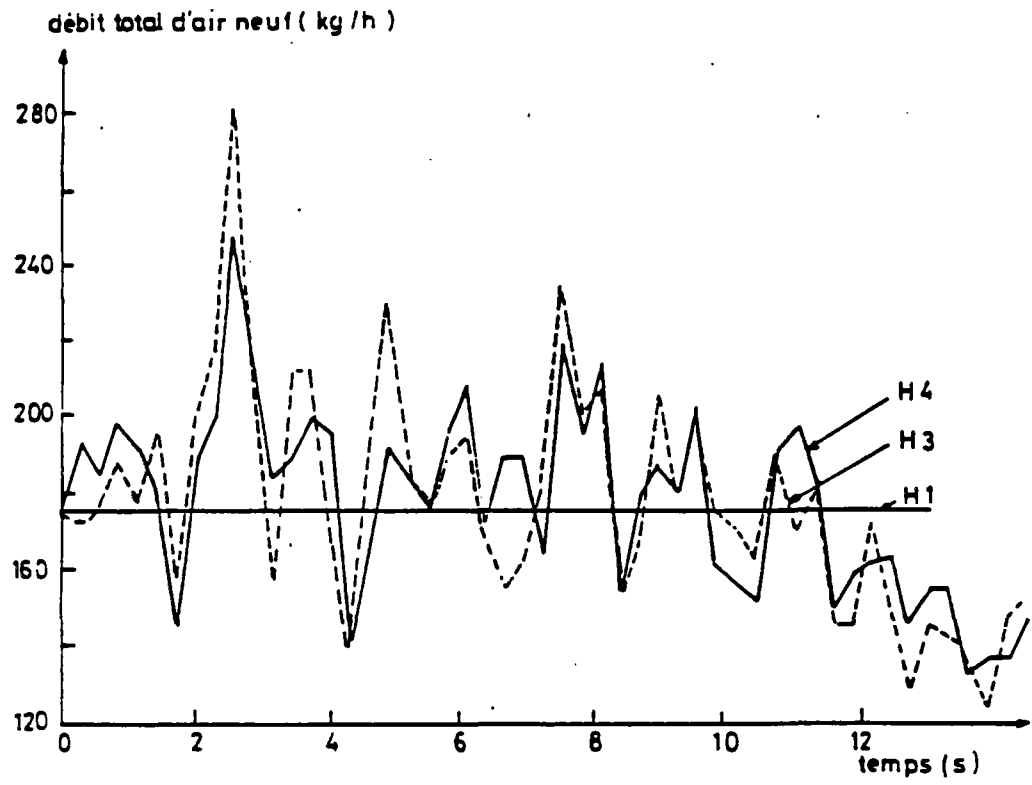


Figure 4

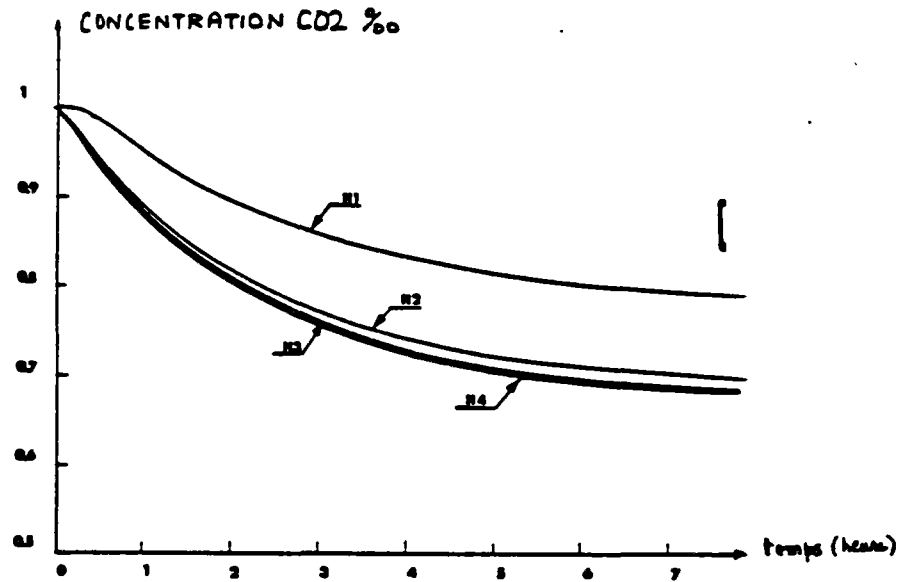
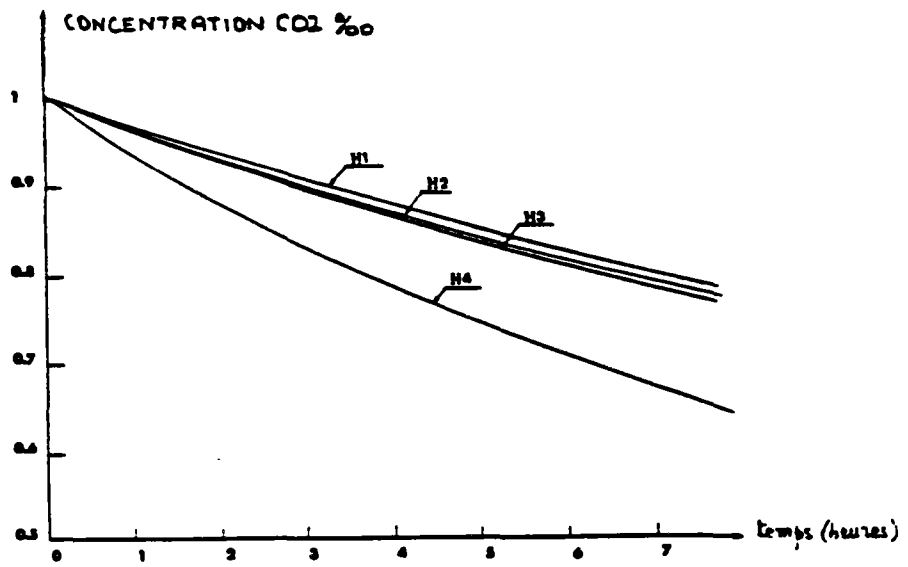


Figure 5

Figure 7

8.4 - INFLUENCE DES FLUCTUATIONS SPATIO-TEMPORELLES DU VENT SUR LE RESEAU DE VENTILATION

On a vu au paragraphe 8.3 que les fluctuations spatio-temporelles du vent ont un effet important et non négligeable sur la ventilation en maison individuelle. Dans ce paragraphe on va donner un exemple sur l'effet de ces fluctuations en immeuble collectif (90). Les simulations sont effectuées à l'aide du code GAINÉ en utilisant des fichiers de pressions du vent instantanées et synchrones en différents points de l'enveloppe de l'immeuble expérimental de GAZ de FRANCE (GDF) situé au Centre d'Etude et de Recherche sur les usages du gaz à La Plaine Saint Denis fournis par l'établissement de CSTB de Nantes à partir des mesures en soufflerie atmosphérique (116).

8.41 - Données d'entrées

La position des entrées d'air et du conduit d'extraction est représentée à la figure 1. Pour les étages 1, 2, 3, 5 et 7 on considère que les bouches d'extractions sont obturées (*).

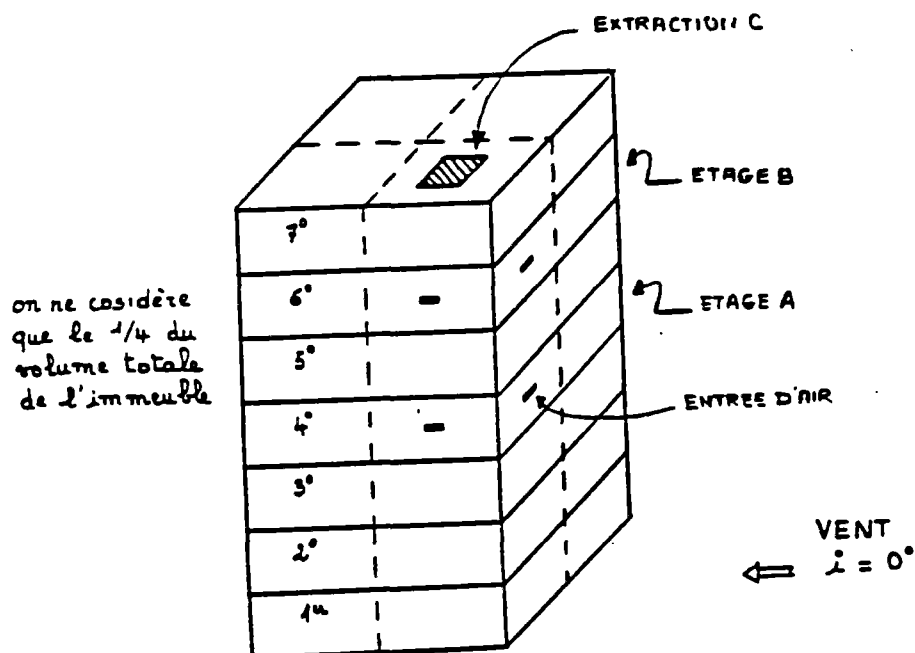


Figure 1

(*) Cette hypothèse nous est imposée par le fait que seulement sur les points indiqués sur la figure 1, la prise de pressions instantanées est synchrone.

. Pressions du vent :

Les pressions du vent sont déterminées sur la base des relevés en soufflerie en considérant les hypothèses restrictives suivantes :

- vitesse de référence du vent (c'est à dire vitesse moyenne sur une courte période dans l'écoulement non perturbé à une hauteur de 21 m au-dessus du sol) : égale à 5.7 m/s en permanence ; le vent est supposé de type "rase campagne",
- orientation du vent est supposée constante : 0°.

. Volume d'un étage courant :

$$V = 243 \text{ m}^3$$

. Entrées d'air :

Les entrées d'air sont de type fixe avec un débit-type de 90 m³/h à 20°C sous 10 Pa.

. On suppose que l'immeuble est parfaitement étanche.

. Extraction d'air :

Elle est assurée par un conduit fonctionnement en tirage naturel :

- les bouches d'extraction sont de type fixe avec un débit-type de 120m³/h à 20°C sous 1 Pa.

- Conduit de ventilation :

Diamètre du collecteur	=	20 cm
Diamètre des piquages	=	12.5 cm
Rugosité du conduit	=	1 mm

. Concentrations en CO₂ :

- à l'extérieur : 0,3 % en permanence
- à l'intérieur : 1 % à l'instant initial dans l'étage A et B (voir figure 2) ; à chaque instant, cette concentration est supposée uniforme.
- on retient le cas où il y a émission à flux constant, 1200 g/h de CO₂ dans l'étage A, et 60 g/h dans B.

. Températures :

- extérieure : 0°C
- Etage A : 20°C
- Etage B : 20°C

8.42 - Résultats

Tout en supposant l'air incompressible, on retient pour les calculs deux hypothèses selon qu'on intègre ou non les fluctuations spatio-temporelles de la pression du vent :

Pression du vent sur une même façade		
H Y P O T	1	fonction du lieu uniquement
H E S E	2	fonction du temps et du lieu

Deux cas sont traités :

- 1er cas : perte de charge du débouché en toiture ($200 \text{ m}^3/\text{h}$ sous 1 Pa).
- 2ème cas : forte perte de charge du débouché en toiture ($6 \text{ m}^3/\text{h}$ sous 1 Pa).

a) Débit d'extraction

La figure 2 représente pour le 1er cas l'évolution au cours du temps, du débit d'air total d'extraction. On observe que la prise en compte des fluctuations des pressions du vent modifie d'une façon appréciable les débits instantanés.

La figure 3 représente pour le second cas, à la fois le débit total d'extraction et le débit d'extraction dans l'étage B.

En comparant avec la figure 2, le débit total extrait est faible ainsi que ses variations au cours du temps. Ceci tient à la forte perte de charge du débouché en toiture qui cause en plus des refoulements dans l'étage B.

En observant de près le débit d'extraction à l'étage B, on remarque que ses variations au cours du temps sont importantes dans un sens ou dans l'autre. Par contre le débit calculé par l'hypothèse 1 est positif, ce qui ramène, si l'on retient cette hypothèse, à considérer qu'il n'y a pas de refoulement.

b) Evolution des concentrations de polluants au cours du temps

Les figures 4 et 5 représentent pour les deux cas et pour les deux hypothèses 1 et 2 l'évolution au cours du temps de la concentration en CO₂ dans l'étage B. On observe que le régime permanent est atteint à l'issue de quelques heures.

Le tableau 1 ci-après donne pour ces mêmes hypothèses, les concentrations en CO₂ atteintes au temps $t = 8 \text{ h}$:

		Concentration en CO ₂ ‰	
		1er CAS	2ème CAS
H Y P O T H È S E	1	0.595	0.713
	2	0.600	0.902

Tableau 1

8.43 - Conclusion

L'erreur commise en négligeant les fluctuations spatio-temporelles du vent est plus particulièrement importante lorsque le réseau présente une assez forte perte de charge ; pour l'exemple traité elle peut atteindre 20 %.

Dans cet exemple il apparaît nettement qu'il faut tenir compte de la turbulence du vent.

Les premiers résultats demandent toutefois à être précisés et argumentés on rejoint dans ce paragraphe la conclusion tirée au chapitre précédent.

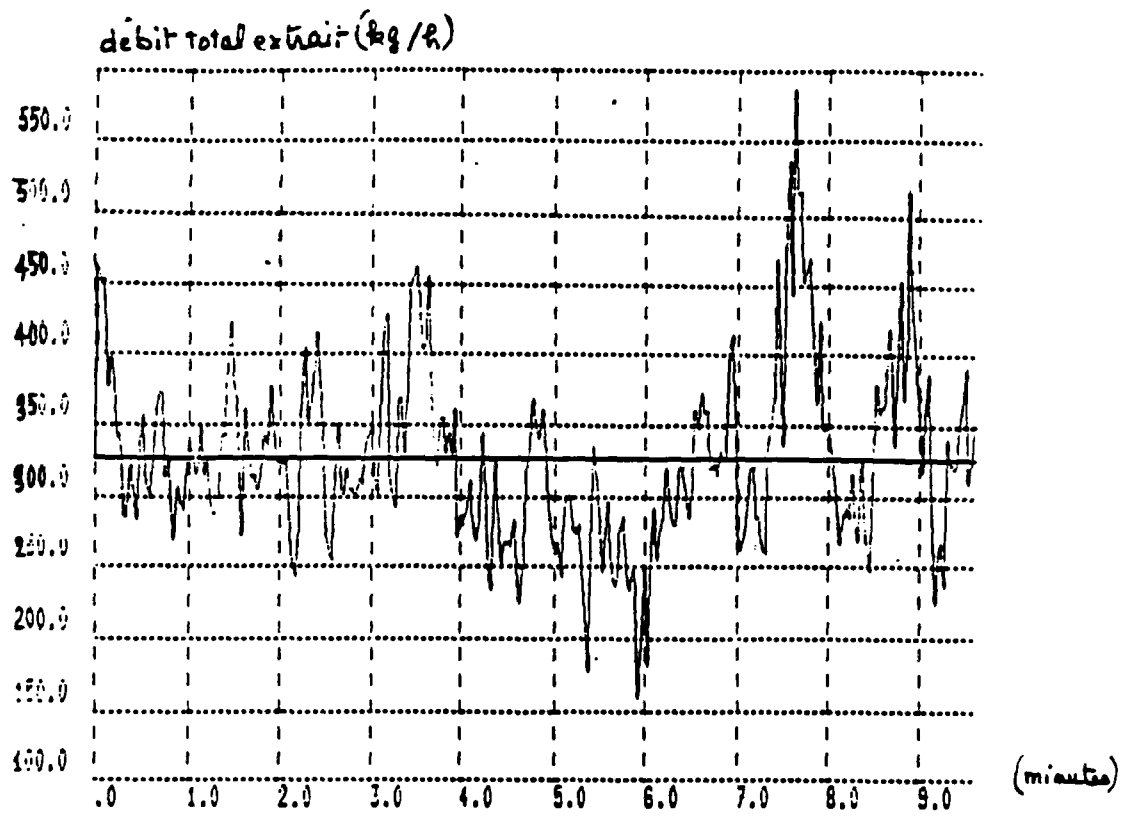


Figure 2

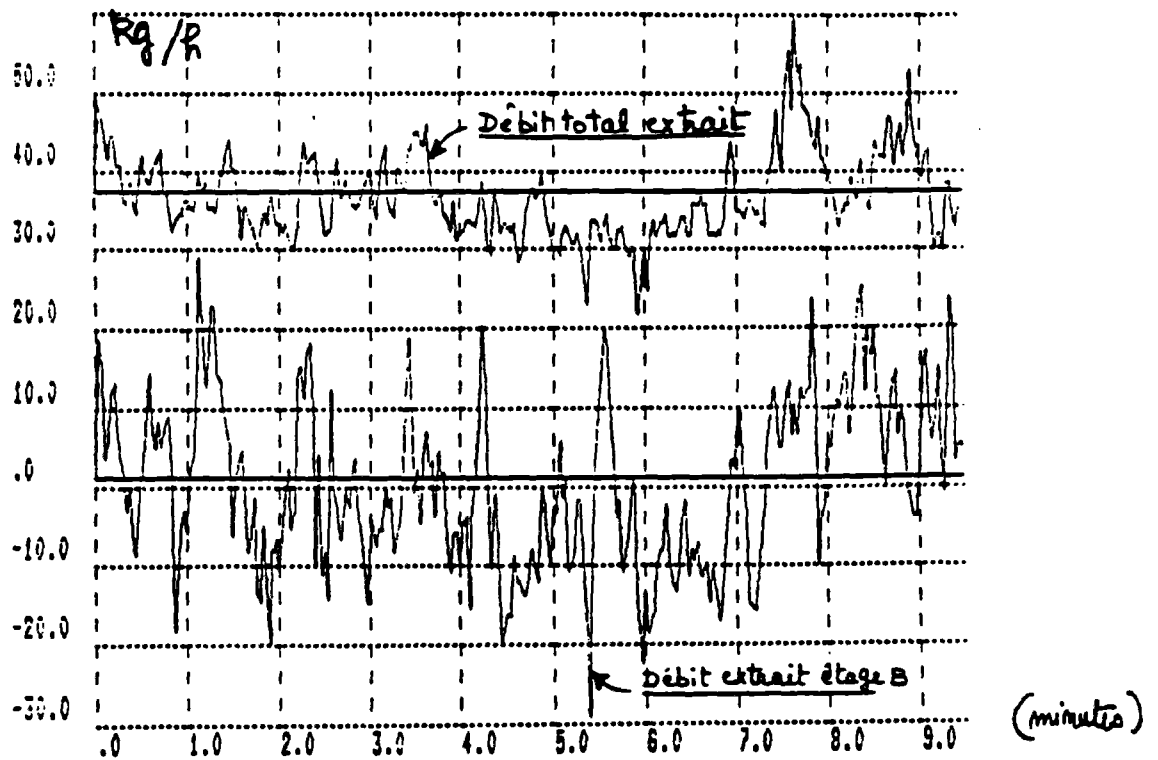


Figure 3

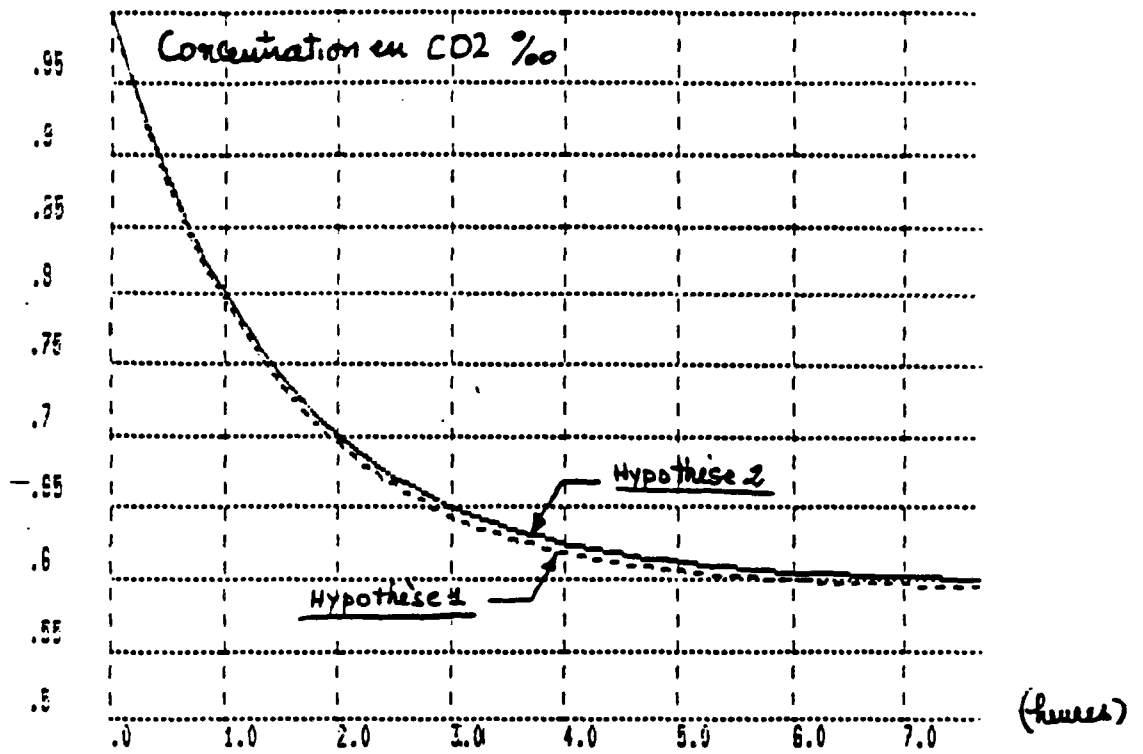


Figure 4 : faible perte de charge au débouché

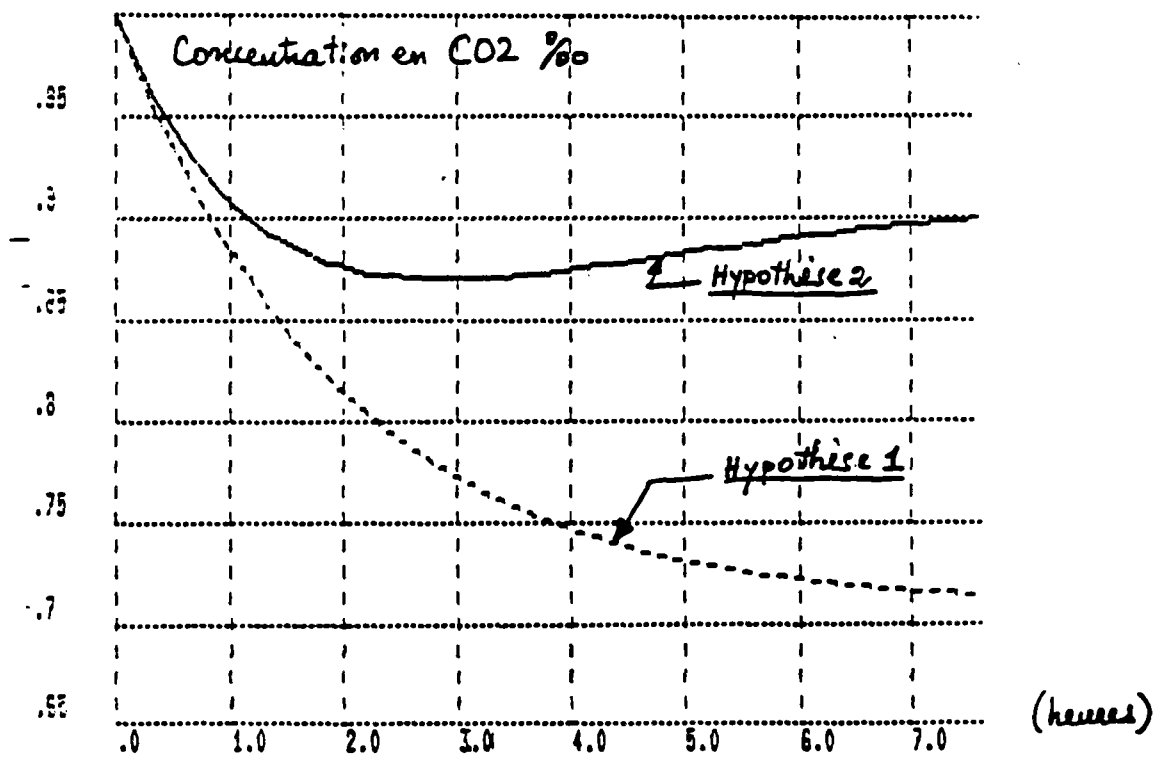


Figure 5 : Forte perte de charge au débouché

8.5 - ETUDE DES SYSTEMES DE VENTILATION

8.51 - Influence du diamètre du conduit d'extraction sur la répartition des débits extraits (cas de VMC)

On considère un immeuble de cinq étages muni d'un seul conduit d'extraction en VMC. On traite le cas simple où il n'y a ni vent ni tirage thermique et on regarde l'effet du diamètre du collecteur sur la répartition des débits extraits. Les simulations sont effectuées à l'aide du code GAINÉ (82).

8.511 - Données d'entrée

- Vent nul
- Température extérieure = Température Intérieure = 20°C
- Perméabilité nulle
- Une entrée d'air autoréglable à chaque étage :
180 m³/h sous 10 - 100 Pa à 20°C
- Une bouche d'extraction fixe à chaque étage :
120 m³/h sous 100 Pa à 20°C
- Hauteur d'étage = 2,9 m
- Courbe de l'extracteur vérifiant :

$$\Delta P = 100 - 0,25 \times 10^{-4} Q^2$$

où ΔP = différence de pression (Pa)

Q = débit d'air (m³/h à 20°C)

8.512 - Résultats

En faisant varier le diamètre du collecteur entre 10 cm et 35 cm, on calcule les débits d'extraction dans chaque étage.

La figure 1 illustre l'évolution dans les étages 1, 3 et 5 du débit d'air extrait et ceci en fonction du diamètre du collecteur. On remarque qu'à partir d'un diamètre du collecteur égal à 20 cm, les débits extraits tendent à s'équilibrer.

Cet exemple illustre la nécessité d'un bon dimensionnement du réseau aéraulique s'il l'on veut satisfaire aux débits réglementaires.

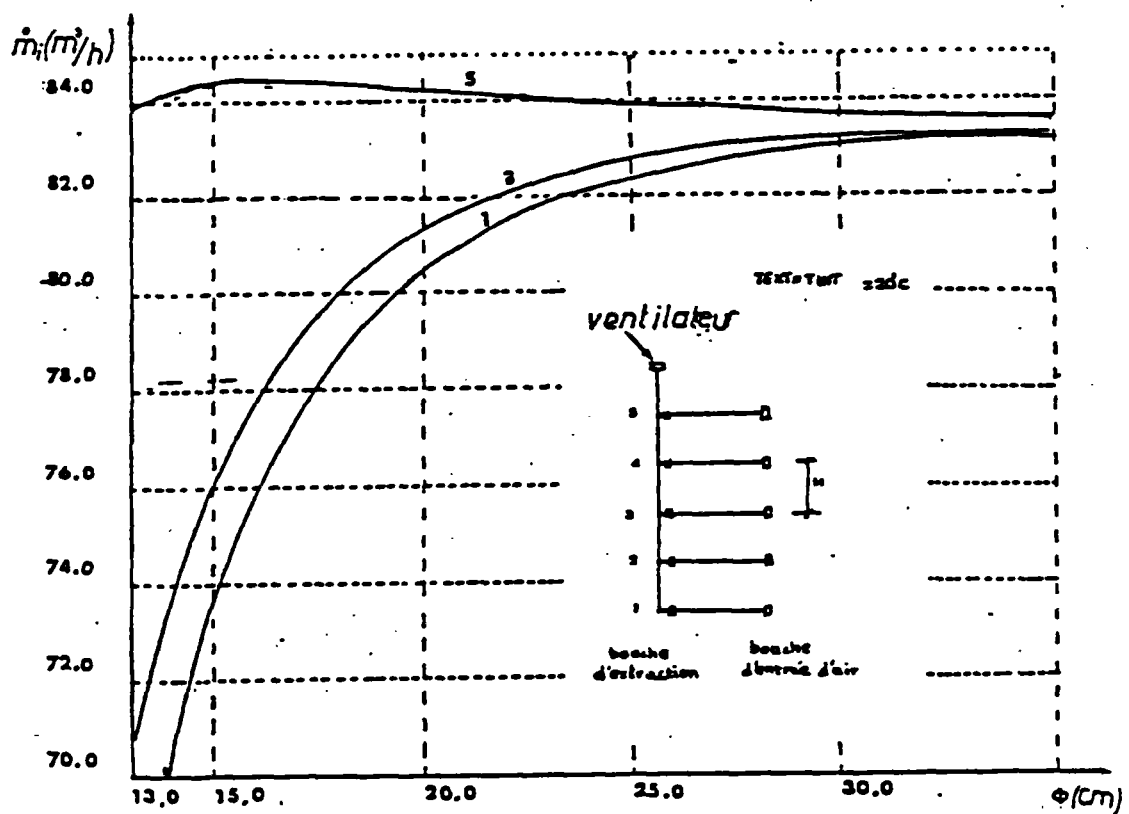


Figure 1 : débit d'air extrait de l'étage n° 1 = 1, 3, 5 en fonction du diamètre du collecteur.

8.52 - Influence du coefficient de déperditions thermiques des conduits, des pertes de charge par confluence, de l'arrêt de l'extracteur sur les débits d'extraction (cas de VMC-GAZ)

On considère un réseau de VMC-GAZ (voir chapitre 5.2) desservant un immeuble de huit étages comportant à chaque étage un appartement F4 et on utilise le code GAINÉ pour calculer les débits et les températures en régime permanent (85).

8.521 - Données d'entrée

Le réseau considéré est représenté à la figure 1. Il comporte deux collecteurs, l'un desservant des salles de bains et WC, l'autre des cuisines avec appareils à gaz raccordés.

- Extracteur :

On retient comme caractéristique débit-pression de l'extracteur une caractéristique quadratique : $\Delta P = 160 \cdot 10^{-5} Q^2$

- Appareils à gaz raccordés :

Chaque cuisine est équipée d'une chaudière à gaz de type classique de puissance utile $P_u = 24W$.

On admet qu'une chaudière sur deux est à l'arrêt (étage de rang pair) et on s'intéresse au cas d'école où les chaudières en fonctionnement ne se mettent pas en sécurité à la suite d'une forte diminution des débits due à un arrêt accidentel de l'extracteur.

- Entrées d'air :

Débit-type total ramené à 20°C par appartement : 180 m³/h sous 10 Pa : la perméabilité à l'air est, pour l'exemple traité, supposée nulle.

- Bouches d'extraction

Les bouches d'extraction peuvent être à caractéristiques fixes, autoréglables ou thermo-modulantes :

a) bouches desservant un appareil à gaz raccordé :

On considère, pour l'exemple traité, le cas où la bouche ne comporte que deux positions :

- chaudière en fonctionnement : ouverture fixe correspondant à un débit d'air extrait (ramené à 20°C) de 120 m³/h sous 100 Pa.
- chaudière à l'arrêt : idem avec débit d'air égal à 45 m³/h

b) bouches desservant une salle de bain ou un WC :

Caractéristique fixe correspondant à 30 m³/h sous 100 Pa.

- Autres données

- Température extérieure : 0°C
- Température intérieure : 20°C
- Température des gaines entourant les collecteurs : 20°C
- Température autour du conduit en terrasse : 0°C
- On considère le cas où le logement est à simple exposition et on suppose que la pression du vent est constante sur la façade équipée des entrées d'air et qu'elle est nulle au débouché de l'extracteur.
- Hauteur de l'étage : 2,9 m.

8.522 - Cas traités et résultats

On traite huit cas définis dans le tableau ci-après.

Les résultats de calcul font l'objet des figures 2 à 9 où, dans un souci de lisibilité, on n'a fait figurer que les valeurs des températures et débits extraits.

N° du cas	Extracteur à l'arrêt A ou en fonctionnement F	Pression du vent sur la façade Pa	Coefficient de déperdition thermique du conduit W/m ² .°C	Prise en compte des pertes de charges confluence
1	F	0	7	oui
2	A	0	7	oui
3	A	10	7	oui
4	A	10	7	oui
5	A	0	12	oui
6	A	0	4	oui
7	A	0	7	non
8	F	0	7	non

8.523 - Analyse

a) Incidence du vent

Suivant que le vent est favorable ou défavorable (voir figures 4 et 5) le schéma de refoulement, lorsque l'extracteur est à l'arrêt, n'est pas le même.

En effet, pour le cas 3 (figure 4), il y a dans la première colonne refoulement aux deux derniers étages, et dans la deuxième colonne débit nul au dernier étage.

Par contre, pour le cas 4 (figure 5) le nombre d'étages dans lesquels il y a refoulement est plus important.

b) Incidence des déperditions thermiques du réseau

Le tirage thermique joue, lorsque l'extracteur est à l'arrêt, un rôle prépondérant dans l'établissement de la circulation d'air.

L'importance de ce tirage dépend du coefficient de déperditions thermiques du conduit.

Les cas 2, 5 et 6 représentés aux figures 3, 6 et 7 correspondent à des valeurs du coefficient de déperditions thermiques respectivement égales à 7, 12 et 4 W/m².°C.

On observe qu'une diminution des déperditions thermiques conduit à une augmentation appréciable des quantités d'air refoulées au dernier étage mais aussi des débits d'air extrait au niveau de la chaudière située au premier niveau.

c) Incidence des pertes de charge par confluence

En fonctionnement normal, la prise en compte des pertes de charge par confluence se traduit par une variation de débit pouvant atteindre (voir figure 2 et figure 9) 10 % à certaines bouches. Les résultats obtenus en cas d'arrêt d'extracteur (voir figures 3 et 8) montrent que, pour l'exemple traité, les variations relatives de débit sont également de l'ordre de 10 % au maximum, ce qui ne modifie pas de façon déterminante les conditions de refoulement.

8.524 - Conclusion

La simulation de fonctionnement d'un réseau de VMC en cas d'arrêt de l'extracteur nécessite la prise en compte des effets du vent ainsi que celle du coefficient de déperditions thermiques du conduit. Il apparaît en conséquence nécessaire de bien connaître les lois de répartition statistique de ces grandeurs.

Par contre, il semble, mais ce résultat ne constitue qu'une première indication demandant à être confirmée en traitant d'autres configurations, que les pertes de charge par confluence n'exercent pas une influence déterminante sur les conditions de refoulement.

Enfin, d'autres paramètres, parmi lesquels on peut citer les pertes de charge à l'arrêt de l'extracteur, les caractéristiques aérauliques des bouches thermo-modulantes, ou bien l'hétérogénéité des pressions du vent selon les logements, mériteraient de faire l'objet d'une analyse qui n'a pas pu être faite dans le temps imputé à notre travail.

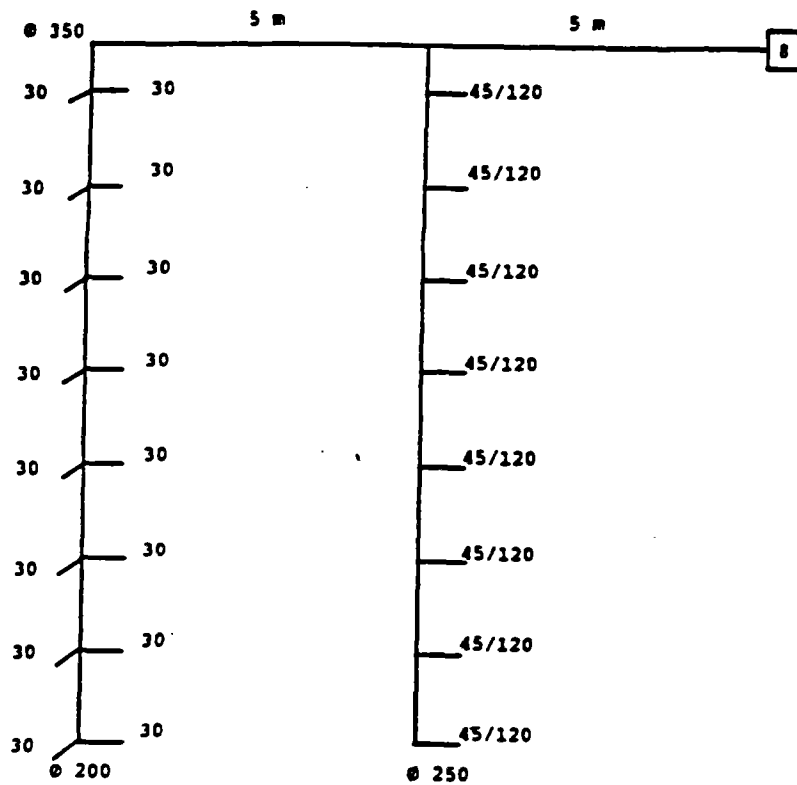


Figure 1. Exemple traité : les conduits de liaison de raccordement sont tous en diamètre 125 mm. Pour chaque colonne, on a indiqué les débits nominaux exprimés en m^3/h à 20°C .

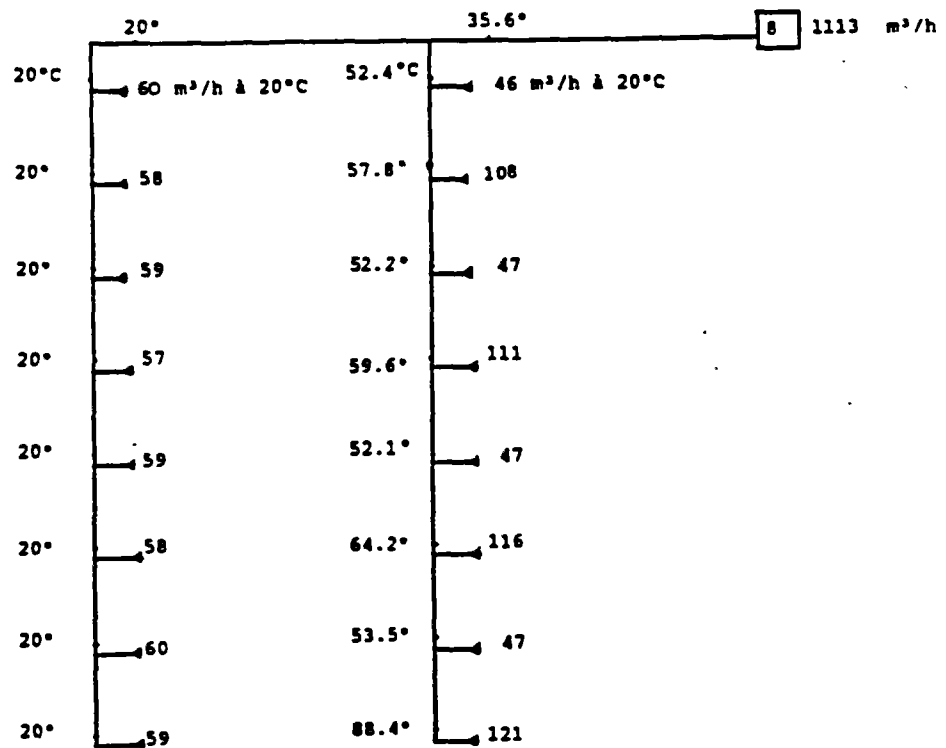


Figure 2 (cas 1)

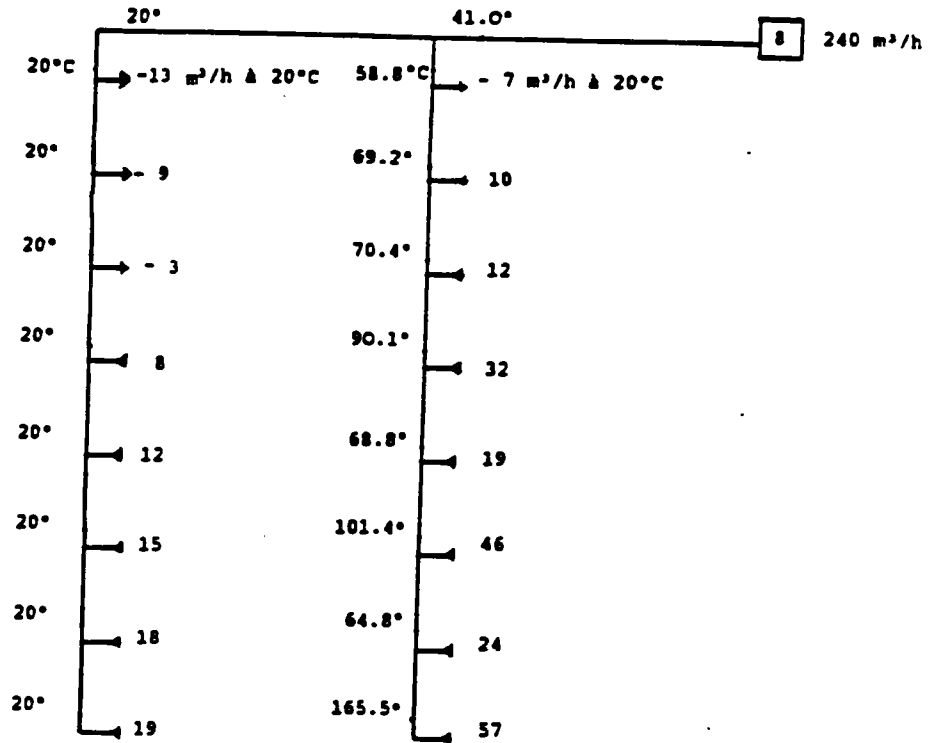


Figure 3 (cos 2)

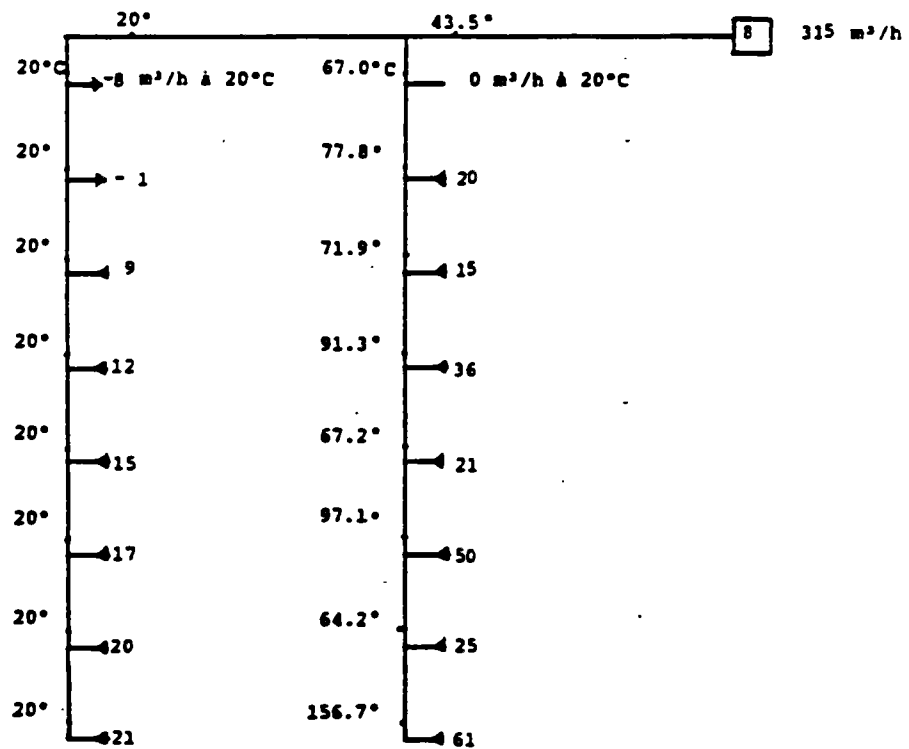


Figure 4 (cos 3)

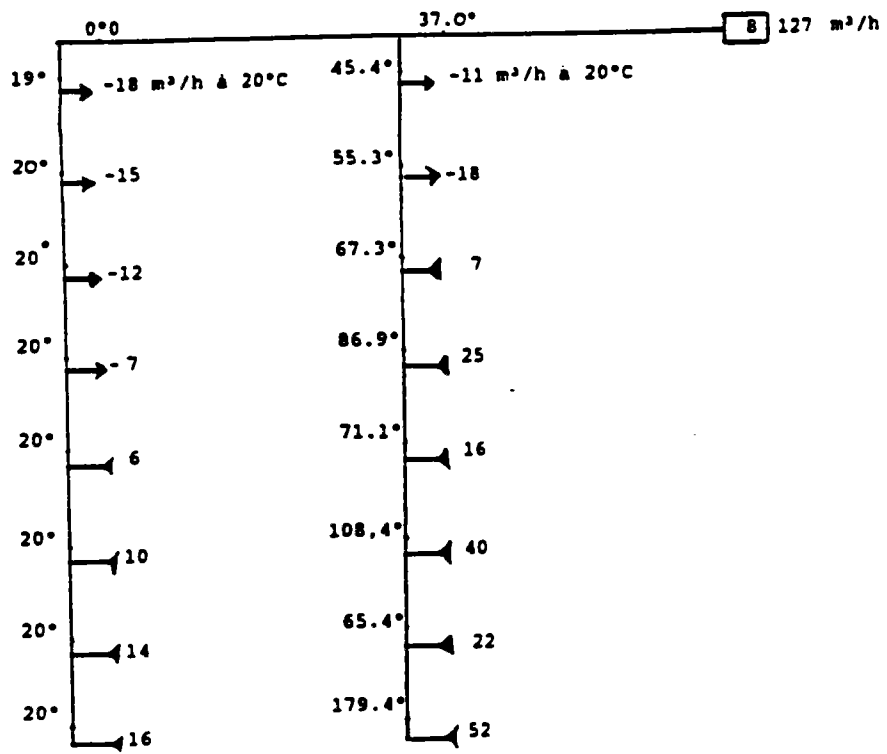


Figure 5 (cas 4)

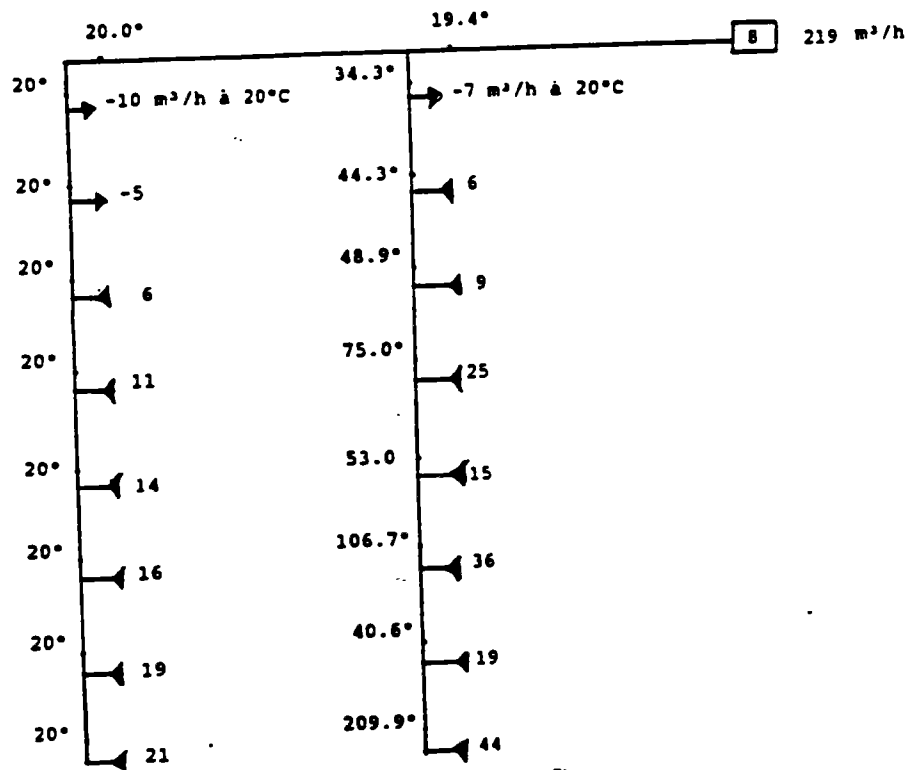


Figure 6 (cas 5)

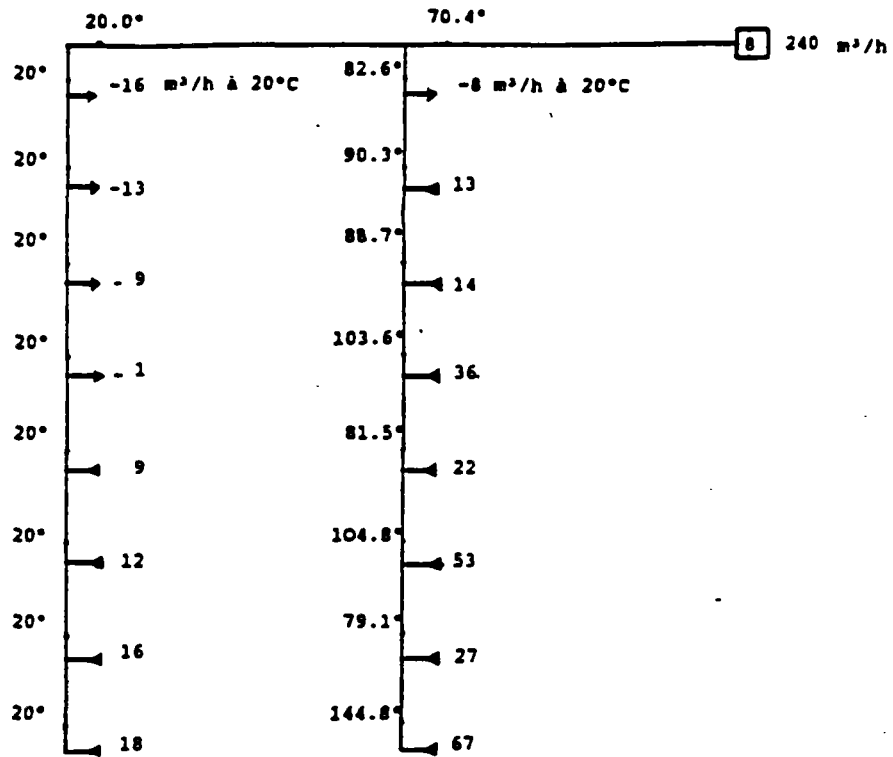


Figure 7 (cos 6)

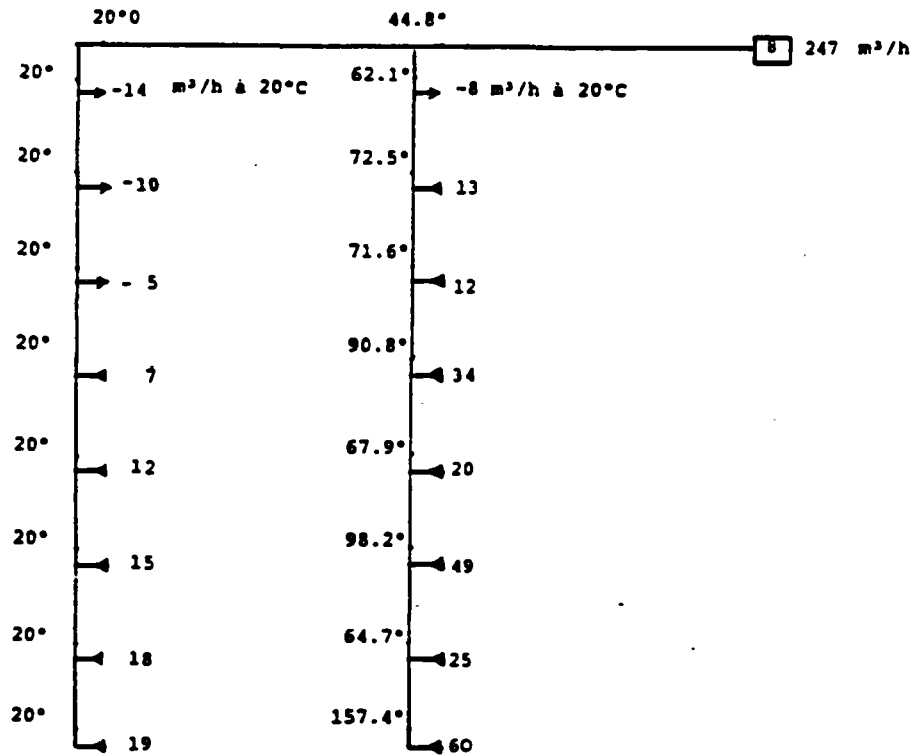


Figure 8 (cos 7)

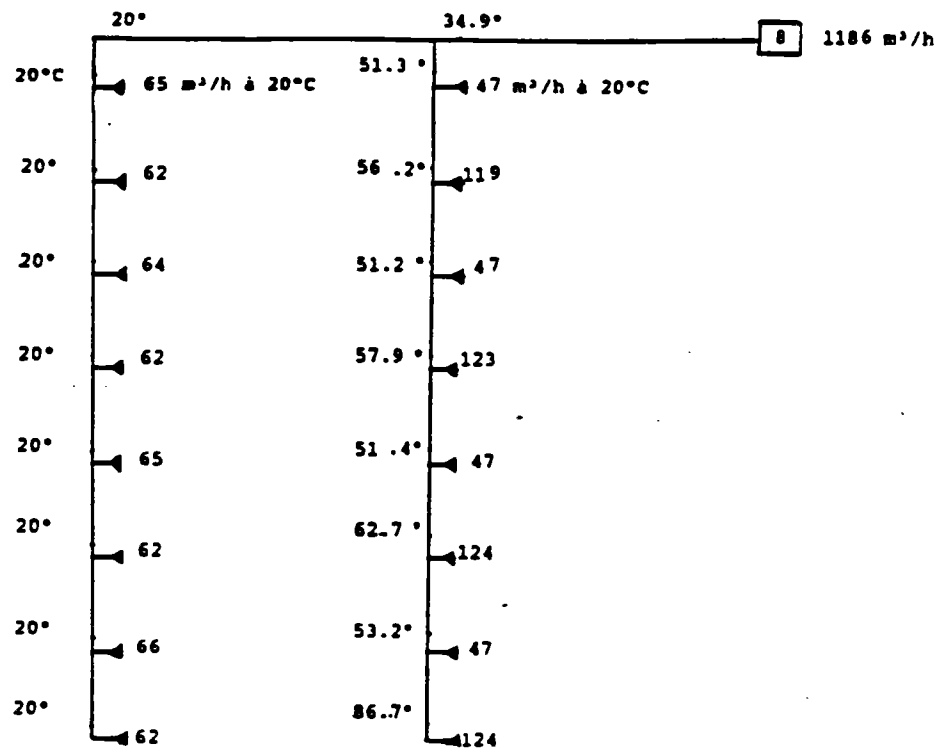


Figure 9 (cas 8)

8.53 - Influence des sections de grilles d'extraction sur la répartition des débits extraits (conduit shunt)

On considère trois sortes d'immeubles : un de huit étages, le deuxième de six étages et le troisième de quatre étages dont la ventilation est assurée par des conduits shunts (voir figure 1).

A l'aide du code GAINE, on étudie, dans le cas de l'habitat existant, l'effet d'une réduction des sections de grilles d'extraction sur la répartition et la fréquence de refoulement des débits extraits dans des conditions extrêmes de vent et de température extérieure (19).

8.531 - Données d'entrée

a) Données générales

- Température intérieure des locaux : 20°C
- Conduits shunts :
 - . collectif : 20 cm x 20 cm
 - . individuel : 20 cm x 12 cm
- Entrées d'air autoréglables
débit type 180 m³/h à 20°C sur la plage 10 - 100 Pa
- Grilles : on considère la correspondance
1 cm² = 1 m³/h à 20°C sous 10 Pa
- Hauteur de l'étage : 2,90 m
- Hauteur du conduit au dessus du dernier étage : 1,60 m

b) Données relatives aux cas traités

Pour chaque immeuble et pour chaque choix de série de sections de grilles, on considère six cas différents (voir Tableau 1).

TABLEAU 1

N° CAS	Température extérieure °C	Pression du vent sur les façades (*) Pa	Débit type du débouché en toiture m ³ /h à 20°C sous 1 Pa
1	0	0	(***)
2	10	0	(***)
3	0	-3 (**)	(***)
4	10	-3 (**)	(***)
5	10	-3 (**)	200
6	0	-3 (**)	200

(*) La pression du vent au niveau du toit est nulle dans tous les cas.

(**) Sauf dans le cas du bâtiment à quatre étages elle est égale à -2 Pa.

(***) Perte de charge nulle du débouché en toiture.

Pour chaque bâtiment on considère trois séries de grilles :

1^{ère} série : 30 cm² (sauf aux cinq derniers étages : 60 cm²)
 2^{ème} série : 60 cm² (sauf aux cinq derniers étages : 120 cm²)
 3^{ème} série : 90 cm² (sauf aux cinq derniers étages : 180 cm²)

8.532 - Résultats

Les résultats (débit d'air extrait dans chaque bouche et pour chaque bâtiment B1, B2 et B3, suivant le cas traité) figurent dans les tableaux 2 à 10

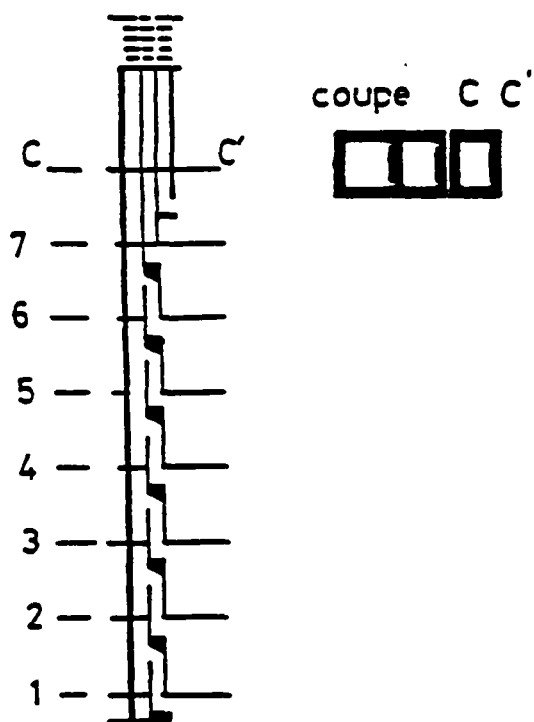


FIGURE 1

DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /s à 20°C						
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1 ^{er} CAS	2 ^{ème} CAS	3 ^{ème} CAS	4 ^{ème} CAS	5 ^{ème} CAS
7	60	32	22	15	-17	-23
6	60	36	25	25	0	-14
5	60	41	28	33	16	10
4	60	46	32	40	23	20
3	60	52	36	47	29	26
2	30	31	21	29	18	17
1	30	34	24	32	21	20

TABLEAU 2 - Bâtiment B1

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
7	120	49	33	22	-25	-40
6	120	47	32	32	0	-24
5	120	49	34	41	22	6
4	120	56	38	50	31	25
3	120	65	45	61	40	36
2	60	46	32	44	29	28
1	60	53	37	52	35	34

TABLEAU 3 - Bâtiment B1

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
7	180	57	38	25	-27	-50
6	180	49	33	32	0	-31
5	180	49	33	40	20	2
4	180	55	38	51	31	27
3	180	67	46	64	42	39
2	90	55	38	54	36	35
1	90	66	46	65	44	43

TABLEAU 4 - Bâtiment B2

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
5	60	32	22	15	-18	-21
4	60	38	26	27	3	- 9
3	60	44	30	36	18	15
2	60	50	35	44	25	24
1	60	57	39	52	32	30

TABLEAU 5 - Bâtiment B2

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C					
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS	6ème CAS
5	120	50	34	22	-27	-36	-36
4	120	52	36	37	1	-17	12
3	120	59	41	50	26	20	39
2	120	69	47	62	38	34	55
1	120	81	56	76	48	46	71

TABLEAU 6 - Bâtiment B2

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
5	180	58	39	25	-33	-44
4	180	57	39	40	0	-21
3	180	63	43	54	29	22
2	180	75	51	69	43	39
1	180	91	63	87	56	54

TABLEAU 8 - Bâtiment B2

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
3	60	33	23	23	-6	-10
2	60	42	29	35	17	15
1	60	50	34	44	26	24

TABLEAU 9 - Bâtiment B3

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
3	120	53	36	36	- 9	-20
2	120	64	44	53	27	22
1	120	78	53	69	41	38

BATIMENT B 3 - TABLEAU N° 10

		DEBIT D'AIR EXTRAIT m ³ /h à 20°C				
N° ETAGE	S° GRILLE cm ²	1er CAS	2ème CAS	3ème CAS	4ème CAS	5ème CAS
3	180	62	42	41	-10	-26
2	180	74	51	62	32	24
1	180	91	62	82	49	45

BATIMENT B 3 - TABLEAU N° 11

8.533 - Interprétation

L'examen des tableaux montre :

- qu'une variation de la section des grilles ne modifie que très peu le nombre de cas de refoulements,
- que la variation des débits extraits selon les conditions (hauteur du bâtiment, conditions météorologiques,...) est importante.

On constate enfin que le débit recommandé en cuisine ($90 \text{ m}^3/\text{h}$) pour les cuisines des logements comportant trois pièces principales ou davantage, n'est que très rarement atteint. L'adjonction d'un aspirateur statique pourrait remédier à cette situation. Par contre, il ne semble pas que l'augmentation de la section des grilles (au delà de la troisième série) puisse apporter une forte amélioration.

8.54 - Recherche de dimensionnement adéquat du réseau de ventilation (maison individuelle)

On considère une maison individuelle munie de trois conduits de ventilation naturelle et on recherche, à l'aide du code GAIN, le dimensionnement adéquat du réseau aéraulique (grilles d'extraction, entrées d'air, aspirateurs statiques, diamètres des conduits, longueur des conduits, etc ...) qui doit assurer un renouvellement d'air suffisant sans toutefois conduire à des déperditions excessives sur la saison de chauffage et pour des conditions climatiques données (20) (89).

8.541 - Données d'entrée

- On admet que les entrées d'air et les défauts d'étanchéité de l'enveloppe du logement sont concentrés sur deux façades en opposition et sont situés au même niveau de référence que la grille d'extraction. Chacune de ces deux façades est équipée d'entrées d'air autoréglables sur la plage de la pression 10 - 100 Pa.
- Pour les grilles d'extraction, on retient une valeur de coefficient de perte de charge, égale à 3.8. Cette valeur, qui correspond à une section libre de grille égale à 85 % de la section hors tout, conduit à la relation :

$$q = 0.24 A \sqrt{\Delta P}$$

dans laquelle q est exprimé en m³/h, A en cm² et ΔP en Pa.

- Dans les cas de conduits rectangulaires de section a x b on retient le diamètre équivalent.

$$\Phi_{eq} = 1.3 \frac{(a * b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}}$$

- Les déperditions thermiques des conduits sont prises en compte en retenant un coefficient de transmission surfacique constant et égal à 7 W/m².°C.
- La perte de charge du débouché en toiture est prise en compte en retenant un débit d'air Q_{as} (m³/h à 20°C) traversant par vent nul l'aspirateur statique sous une différence de pression de 1 Pa.

- Champs de pression du vent :

On retient des coefficients de pression obtenus par moyenne spatio-temporelle de résultats d'essais en soufflerie portant sur une maison avec une toiture inclinée de 22,5° (51).

On admet que la pression exercée par le vent sur une façade est uniforme et ne dépend que de l'incidence du vent.

Les valeurs des coefficients de pression exercée sur les deux façades opposées 1 et 2 ainsi qu'en toiture sont données au tableau 1 de l'annexe 3 pour différentes valeurs de l'angle d'incidence entre la direction du vent et la normale à la façade 1.

- Données météorologiques :

Les données météorologiques sont relatives à la station de Trappes.

Le fichier de données comprend des valeurs tri-horaires de température d'air extérieur (en 1/10°C), de vitesse de vent (en m/s) et de direction de vent (en rose de 36 directions) correspondant à une année reconstituée à l'aide du logiciel CLIMAT, conçu et développé au CSTB (109).

- autres données d'entrée

Les autres données d'entrée sont, outre la température intérieure du logement supposée uniforme (19° C) et l'exposition au vent du site (caractérisée par le ratio entre la vitesse de référence au niveau de la construction et la vitesse lue dans les fichiers météorologiques), les suivantes :

- la perméabilité à l'air de l'enveloppe et le débit-type des entrées d'air,
- la section équivalente des grilles de ventilation ^(*),
- le diamètre du conduit de ventilation et sa hauteur,
- les caractéristiques aérauliques du débouché en toiture.

(*) Afin de réduire le nombre de simulations à effectuer, on considère une grille fictive dont la perte de charge est égale à la somme des pertes de charge de la grille réelle et de l'aspirateur statique.

8.542 - Résultats

Les simulations portant sur un dimensionnement donné intègrent des tableaux de fréquence croisée de températures, vitesses et directions du vent. Pour chacune de ces simulations on édite les résultats suivants :

- . Le débit spécifique moyen de ventilation (Q_m) :

C'est la moyenne des valeurs positives des débits spécifiques sur la saison de chauffage. Elle n'intègre donc pas les cas éventuels de refoulement dans le conduit de ventilation (les cas de refoulement sont pris en compte par l'intermédiaire du paramètre N_r défini plus bas)..

- . Un histogramme de répartition du débit spécifique (voir figure 1)

De façon à faciliter le traitement des données, on définit un indice de dispersion (f) égal à la fraction de la saison de chauffage durant laquelle le débit extrait est inférieur aux deux tiers du débit moyen. Une installation assurera donc des débits d'autant plus réguliers que la valeur de f est faible.

- . Le nombre d'heures de refoulement (N_r).

- . Un indice énergétique (r) :

Sa définition est la suivante : ratio entre les déperditions énergétiques par renouvellement d'air spécifique (dans l'hypothèse où le débit extrait serait constamment égal à Q_m , soit : $0,34 Q_m.DH$ où DH désigne les degrés heure) et les déperditions énergétiques totales par renouvellement d'air de l'installation.

On notera que cet indice est normalement inférieur à l'unité en raison de la présence d'un renouvellement d'air transversal mais également parce que, en ventilation naturelle, le tirage est plus important en hiver.

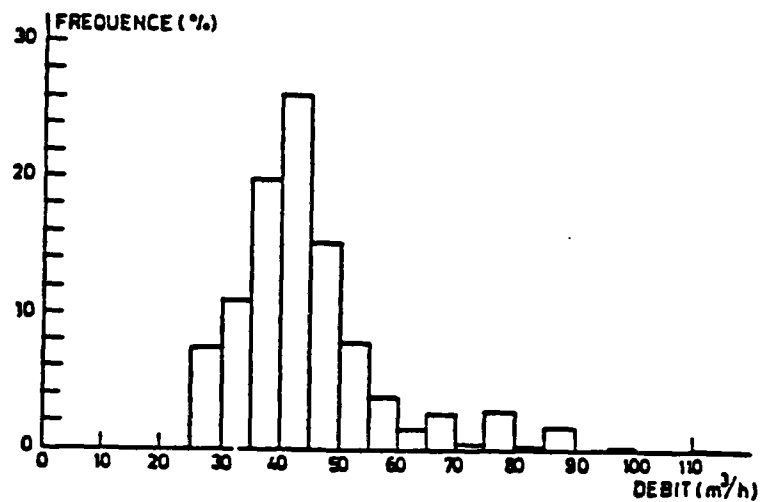


Figure 1 : Histogramme des débits spécifiques (exemple) 1836 valeurs.

8.543 - Recherche d'un dimensionnement adapté

De nombreuses simulations ont été effectuées en donnant différentes valeurs aux données d'entrée, de façon à rechercher les meilleurs dimensionnements, c'est-à-dire, ceux qui permettent en premier lieu d'obtenir les débits réglementaires tout en conduisant à des valeurs satisfaisantes des différents indices f , r et N_p .

Les simulations ont porté sur le cas d'une maison équipée d'un seul conduit afin de pouvoir, sur ce cas d'école, optimiser aisément le dimensionnement de chaque conduit. Pour cela, chaque type de conduit (W.C., cuisine ou salle d'eau) a été dimensionné en lui affectant non pas la totalité des entrées d'air et défauts d'étanchéité de la construction, mais une certaine fraction, fonction du rapport entre le débit réglementaire devant être extrait par ce conduit et le total des débits extraits par l'ensemble des conduits (voir tableaux 1, 2 et 3).

Les premiers résultats montrent que, sous réserve de prévoir un dimensionnement correct (par exemple : section de conduit desservant les cuisines d'environ 400 cm², hauteur de conduit comprise entre 3 et 5 m, perte de charge du débouché en toiture limitée à 1 Pa pour le débit-type, section libre des entrées d'air comprise entre 180 et 240 cm², ...), il est possible de satisfaire les exigences réglementaires. Ces solutions ont été vérifiées dans le cas plus général où l'on traite les trois conduits d'extraction simultanément (voir annexe 2).

8.544 - Conclusion

La présente étude a porté sur les données climatiques de Trappes. Les résultats obtenus ont servi de support à la rédaction des solutions techniques pour le respect du règlement thermique en maison individuelle (arrêté du 5 Avril 1988) (80).

L'utilisation des moyens de calcul permet de concevoir et dimensionner des installations de ventilation naturelle qui soient de nature à assurer une meilleure qualité d'usage tout en limitant les déperditions par renouvellement d'air. Dans ce cadre, le code GAINÉ est un outil appréciable qui permet d'optimiser la conception et le dimensionnement des installations de ventilation en répondant à des objectifs bien déterminés.

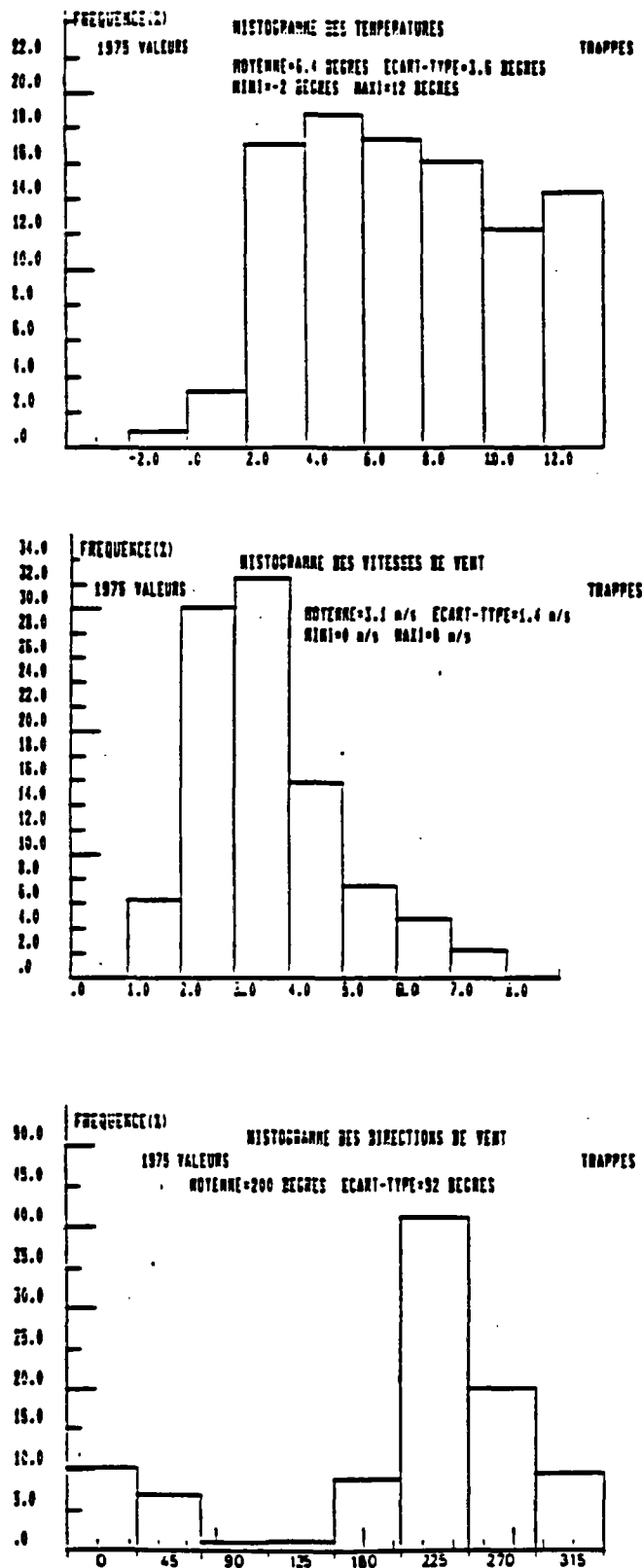


Figure 1 : Histogrammes des températures, des vitesses et des directions du vent sur une saison de chauffage à TRAPPES

Qe	L	Ø	Ae	D	Qm	r	D	Qm	r
				P = 100			P = 40		
240	2	9	58	640	17	67	455	15	83
240	2	11	52	635	17	67	455	15	83
240	3	9	55	635	16	65	455	15	83
240	3	11	48	635	16	65	455	15	83
240	4	9	52	635	16	65	460	15	82
240	4	11	47	630	16	67	465	15	82
150	2	9	63	575	17	74	400	14	91
150	2	11	55	575	17	74	400	14	91
150	3	9	59	575	17	74	405	15	92
150	3	11	51	570	16	73	400	14	91
150	4	9	56	575	16	73	405	14	91
150	4	11	48	575	16	73	405	14	91
120	V M C			545	15	70	420	15	92

TABLEAU 1

Exemples de dimensionnements permettant d'extraire en WC un débit moyen de 15 m³/h.

Le dimensionnement est réalisé de manière à extraire 15 m³/h lorsque simultanément :

- la perméabilité P du logement est égale à 100 m³/h sous 1 Pa.
- le débit extrait en cuisine est égal au débit de pointe.

Qe	: débit type total des entrées d'air	(m ³ /h sous 10 Pa)
L	: longueur du conduit de ventilation	(m)
Ø	: diamètre du conduit de ventilation	(cm)
Ae	: section équivalente de grille	(cm ²)
D	: déperditions par renouvellement d'air	(kWh)
Qm	: débit spécifique moyen de ventilation	(m ³ /h)
r	: rendement énergétique	(%)

Qe	L	ø	Ae	D	Qm	r	D	Qm	r
				P = 100			P = 40		
240	2	13	107	1270	33	66	880	27	77
240	3	13	99	1270	33	66	915	30	83
240	4	12	100	1270	33	66	920	30	82
240	4	13	94	1270	33	66	920	30	82
150	2	13	114	1150	33	73	800	28	89
150	3	13	105	1165	34	75	805	29	92
150	4	12	107	1150	33	73	810	29	91
150	4	13	99	1150	33	73	815	29	91
120	V M C			1090	30	70	835	30	92

TABLEAU 2

Exemples de dimensionnement permettant d'extraire en salle d'eau un débit moyen de 30 m³/h.

Le dimensionnement est réalisé de manière à extraire 30 m³/h lorsque simultanément :

- la perméabilité P du logement est égale à 100 m³/h sous 1 Pa.
- le débit extrait en cuisine est égal au débit de pointe.

Qe	: débit type total des entrées d'air	(m ³ /h sous 10 Pa)
L	: longueur du conduit de ventilation	(m)
ø	: diamètre du conduit de ventilation	(cm)
Ae	: section équivalente de grille	(cm ²)
D	: déperditions par renouvellement d'air	(kWh)
Qm	: débit spécifique moyen de ventilation	(m ³ /h)
r	: rendement énergétique	(%)

Qe	L	Ae	Qm	D	Qv	r	Qm	D	Qv	r
			P = 100				P = 40			
240	3	440-138	120-49	2255	61	69	104-45	1660	55	84
240	4	401-129	120-49	2255	61	69	105-45	1665	55	84
240	5	375-122	120-48	2260	60	68	106-45	1675	55	84
180	3	464-145	120-51	2135	62	74	97-45	1530	54	90
180	4	421-135	120-50	2135	62	74	99-45	1545	54	89
180	5	390-127	120-49	2135	61	73	101-45	1555	54	89
120	4	448-145	120-52	2030	63	80	91-45	1435	53	93
120	5	413-136	120-51	2030	63	80	92-45	1435	53	93
120	V M C		120-45	1980	58	74	120-45	1570	58	93

TABLEAU 3

Exemples de dimensionnement permettant d'extraire en cuisine un débit moyen de 45 et 120 m³/h.

Le dimensionnement est réalisé de manière à extraire le débit de pointe (120 m³/h) lorsque la perméabilité P du logement est égale à 100 m³/h sous 1 Pa et le débit minimum (45 m³/h) lorsque la perméabilité est égale à 40 m³/h sous 1 Pa.

Le diamètre du conduit est égal à 22 cm.

Le coefficient de dépression du débouché en toiture est égal à 0,5.

Qe : débit type total des entrées d'air (m³/h sous 10 Pa)

L : longueur du conduit de ventilation (m)

Ae : section équivalente de grille (cm²)

Qm : débit de pointe et débit minimum de ventilation (m³/h)

D : déperditions par renouvellement d'air sur la saison
de chauffage en supposant une utilisation du débit
de pointe pendant 1/6^e du temps. (kWh)

Qv : moyenne pondérée des débits de pointe et minimum (m³/h)

r : rendement énergétique (%)

9 - CONCLUSION

Le travail de thèse a essentiellement porté sur la modélisation des phénomènes physiques et des constituants aérauliques des bâtiments afin de simuler les transferts d'air dans l'habitat et d'apprécier leurs conséquences sur la qualité de l'air dans les locaux.

Cette étude a mis en évidence l'importance qu'il y a de prendre en compte certains phénomènes qui ont été jusqu'à peu de temps considérés comme négligeables (comme la compressibilité de l'air dans "le sens" des grands volumes) ou bien modélisés d'une façon simplifiée (comme les fluctuations spatio-temporelles du vent).

Les modèles mathématiques qui ont été élaborés reposent essentiellement sur les acquis scientifiques des années 1960. Le recours à la modélisation numérique nous a permis d'établir des corrélations qui se basent la plupart du temps sur des mesures expérimentales et ceci en faisant l'analogie avec les écoulements dans les conduits.

En utilisant des hypothèses simples et assez réalistes, il a été possible de développer une modélisation dite nodale ou multizone en pression, tout en conservant dans les équations les termes d'accumulation pour pouvoir étudier les phénomènes instationnaires et apprécier par conséquent l'incidence des fluctuations du vent sur la ventilation.

Il a été montré qu'en tenant compte des fluctuations spatio-temporelles des coefficients de pression du vent les mouvements d'air sont modifiés d'une façon importante. Il en résulte que si l'on veut étudier les transferts en polluants entre zones du bâtiment la prise en compte de ces fluctuations est primordiale.

Il a été montré aussi l'importance dans quelques cas de la compressibilité de l'air dans les volumes habitables : pour une pièce à simple exposition les résultats peuvent varier d'environ 30 % selon que l'on tient compte ou non de ce phénomène.

En élaborant des logiciels spécifiques, ces modèles ont permis l'étude des systèmes de ventilation (Ventilation Mécanique Contrôlée, VMC-Gaz, Ventilation Naturelle, ...) et l'impact des différents constituants du réseau aéraulique (bouche d'extraction, entrée d'air, perméabilité, aspirateur statique, ...).

Ces logiciels ont été utilisés pour la réalisation d'études concernant le dimensionnement optimal du réseau, et ont conduit à la rédaction des "solutions techniques pour le respect du règlement thermique en maison individuelle".

Il est à noter que l'extension de ces logiciels à d'autres domaines d'applications est tout à fait possible tels que le chauffage aéraulique, la climatisation, etc ...

Il ressort de ce travail qu'il conviendrait, sur certains points, de poursuivre des recherches complémentaires :

. La connaissance des lois physiques réelles fait encore défaut dans certains domaines que l'on peut qualifier d'essentiels et parmi lesquels on peut citer :

- la connaissance statistique pour tous les types de construction de la répartition des coefficients de pression dynamiques dûs au vent, des vitesses locales du vent ainsi que le comportement réel des débouchés en toiture,
- la connaissance expérimentale des déperditions thermiques des conduits verticaux ainsi que celle des pertes de charge réelles, compte tenu des aléas du mis en oeuvre,
- la connaissance expérimentale des pertes de charge dans les confluences qui est déterminante pour l'étude des conditions d'occurrence de refoulement non souhaitée, ainsi que la perte de charge réelle dans les grandes ouvertures (portes, fenêtres ...),
- la connaissance des phénomènes de diffusion, d'absorption et d'adsorption des polluants dans les bâtiments.

. La validation expérimentale globale des codes élaborés car si les modèles physiques élémentaires ont, pour la plupart, été validés par l'expérience (c'est le cas par exemple des transferts d'air à travers des ouvertures), une vérification globale reste souhaitable : on peut d'ores et déjà affirmer qu'elle nécessiterait la mise en oeuvre d'importants moyens expérimentaux.

- ANNEXE 1 -

**MODELISATION DES TRANSFERTS D'AIR A TRAVERS UNE GRANDE
OUVERTURE DANS LE CAS OU LA STRATIFICATION DE LA TEMPERATURE
DANS CHAQUE VOLUME EST LINEAIRE**

Pour modéliser les transferts d'air, à travers une grande ouverture, induits par les différences de températures entre les volumes du logement, on a pris l'hypothèse de températures homogènes dans les zones. Or le phénomène de la stratification en température est très répandu dans les logements et dépend essentiellement du système de chauffage : pour un plancher chauffant, l'écart entre les températures hautes (hauteur sous plafond = 2.50 m) et basses, est de l'ordre de 1° C ; pour un chauffage par convecteurs électriques ou par radiateurs à eau, cet écart peut atteindre 5 à 6° C (26).

Le fait de prendre des températures moyennes dans chaque zone peut être néfaste et donner des résultats erronés sur les débits d'air échangés. Les transferts d'air entre zones peuvent être très importants, bien que les températures moyennes des zones soient identiques : par exemple, environ 200 m³/h à travers une ouverture standard pour des températures moyennes identiques de 18° C avec des gradients respectifs de 1°C/m et 2°C/m (101).

Dans le cas d'une différence de température très faible entre zones, un phénomène de double zone neutre a été observé expérimentalement (70).

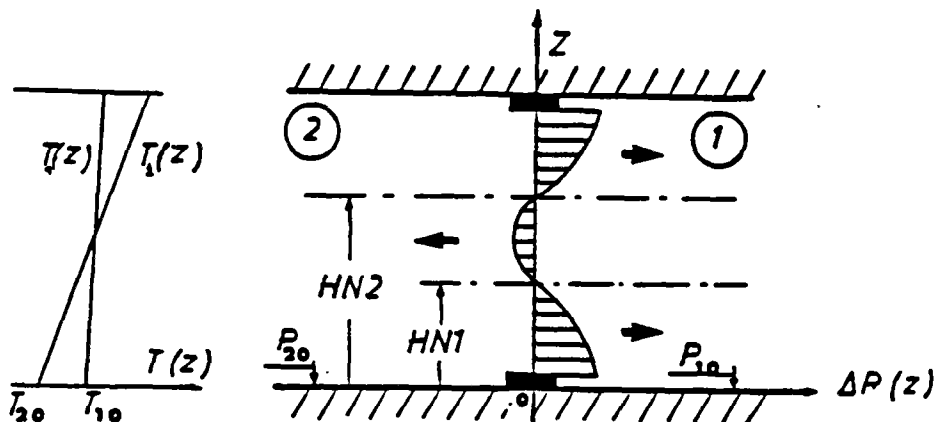
Pour ce qui concerne la diffusion des polluants, il s'agit d'un phénomène prépondérant qui doit être pris en considération.

Dans le cas où les profils de températures de chaque zone sont connus, la modélisation du phénomène ne représente pas une difficulté majeure (100), mais elle est beaucoup plus complexe dans le cas où ils sont des inconnues du problème.

Dans la suite, on va supposer que les profils de températures sont connus et qu'ils sont linéaires.

En prenant quelques hypothèses simplificatrices, on propose de retenir une expression analytique pour calculer les débits d'air échangés.

1 - Schéma de référence :



2 - Hypothèses générales :

- On suppose que la température de l'air dans chaque volume ne dépend que de l'altitude. On propose d'étudier le modèle de stratification suivant :

$$T_i = T_{i0} + a_i z \quad (1)$$

où T_{i0} : température de l'air au niveau du plancher de la zone i (K)
 a_i : coefficient de stratification de la zone i (deg/m)

- L'air est assimilé à un gaz parfait dont l'équation d'état est :

$$\rho_i = \frac{P_i}{r T_i} \quad (2)$$

où ρ_i : masse volumique de l'air de la zone i kg/m^3

P_i : pression absolue de la zone i Pa

T_i : température de la zone i K

r : constante de l'air ≈ 287 J/kg.K

- On suppose que le champ de pression dans chaque volume est celui du champ statique :

$$P_i(z) = P_{i0} - g \int_0^z \rho_i(h) dh \quad (3)$$

où P_{i0} : pression de l'air au niveau du plancher de la zone i (Pa)

g : accélération terrestre ≈ 9.81 (m/s^2)

- Par analogie à un écoulement "en nappe", on suppose que l'écoulement de l'air à travers une tranche de largeur L et de hauteur dz suit la loi d'orifice :

$$\dot{dm} = C L \sqrt{2 \rho(z) |\Delta P(z)|} \quad 4$$

où \dot{dm} : débit masse de l'air à travers une tranche de hauteur dz (kg/s)

L : largeur de l'ouverture (m)

$\Delta P(z)$: différence de pression de part et d'autre de l'ouverture (Pa)

C : coefficient de décharge supposé constant $(-)$

- Par définition, le plan neutre est situé à une hauteur, H_N (m), telle que la différence de pression de part et d'autre de l'ouverture à cette même hauteur est nulle ; pour $z = H_N$ on a : $\Delta P(H_N) = 0$ (5)

- H_A , H_B : hauteur basse (respectivement haute) de l'ouverture (m)

- \dot{M}_a , \dot{M}_b : débits massiques transitant à travers la grande ouverture (kg/s)
(dans le cas de l'existence de deux zones neutres : $\dot{M}_b = \dot{M}_{b1} + \dot{M}_{b2}$)

- Les conventions de signes sont les suivantes : le débit entrant dans la zone 1 est compté positivement et inversement pour le débit sortant.

3 - Détermination de ρ_i et P_i en fonction de z

En se basant sur les équations (1), (2) et (3) on peut écrire :

$$\rho_i = \rho_{io} \left(1 + \frac{a_i z}{T_{io}} \right)^{-\left(\frac{g}{r a_i} + 1\right)} \quad (6)$$

$$P_i = P_{io} \left(1 + \frac{a_i z}{T_{io}} \right)^{-\frac{g}{r a_i}} \quad (7)$$

Or le terme az/T_{io} est faible devant l'unité

En fait $az_{\max}/T_{io} \approx 32/300 \ll 1$

puisque ρ_{io} est de l'ordre de 1.2 kg/m^3 un développement au premier ordre de l'équation (6) est suffisant :

$$\rho_i = \rho_{io} \left[1 - \left(\frac{g}{a_i r} + 1 \right) \frac{a_i z}{T_{io}} + \dots \right]$$

$$\rho_i = \rho_{io} - \rho_{io} \left(\frac{g}{r T_{io}} + \frac{a_i}{T_{io}} \right) z$$

de même on peut dire que le terme

$$g/rT_{io} \approx 10/(287.300) = 3.5 \cdot 10^{-4} \ll a_i/T_{io} \approx 1/300 = 3.3 \cdot 10^{-3}$$

et par conséquent négligeable d'où :

$$\rho_i = \rho_{io} \left[1 - \frac{a_i}{T_{io}} z \right] \quad (6 \text{ bis})$$

Pour l'équation (7) il faut développer au 2^e ordre car P_{10} est de l'ordre de 10^{+5} .

$$P_i = P_{10} \left[1 - \frac{g}{r T_{10}} z + \frac{1}{2} \frac{g}{r a_i} \left(\frac{g}{r a_i} + 1 \right) \frac{a_i^2 z^2}{T_{10}^2} + \dots \right]$$

$$P_i = P_{10} - \rho_{10} g z + \frac{1}{2} g \rho_{10} \left(\frac{g}{r T_{10}} + \frac{a_i}{T_{10}} \right) z^2 + \dots$$

Un raisonnement analogue au précédent nous permet de négliger le terme $g/r T_{10}$ d'où :

$$P_i = P_{10} - \rho_{10} g z + \frac{g}{2} \frac{\rho_{10} a_i}{T_{10}} z^2 \quad (7 \text{ bis})$$

4 - Calcul de $\Delta P(z)$ et de HN

L'équation (7 bis) nous donne :

$$\Delta P(z) = P_2(z) - P_1(z)$$

$$\Delta P(z) = \Delta P_o - \Delta \rho_o g z + \frac{1}{2} \Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o g z^2 \quad (8)$$

$$\text{avec } \Delta P_o = P_{20} - P_{10}$$

$$\Delta \rho_o = \rho_{20} - \rho_{10}$$

$$\Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o = \frac{\rho_{20} a_2}{T_{20}} - \frac{\rho_{10} a_1}{T_{10}}$$

4.1 - Calcul de la hauteur du Plan neutre HN

$$\text{Si } a_1 = a_2 = 0$$

Pas de stratification, température homogène dans chaque zone, on a :

$$HN = \frac{\Delta P_o}{\Delta \rho_o g} \quad (9)$$

et on retrouve le cas déjà étudié au chapitre (4.3)

Si $a_1 \neq 0$ et $a_2 \neq 0$

La hauteur du plan neutre vérifie l'équation suivante :

$$\Delta P_o - \Delta p_o g HN + \frac{g}{2} \Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right) HN^2 = 0 \quad (10)$$

Pour qu'il existe des solutions réelles, il faut que :

$$\Delta P_o \leq \frac{g}{2} \frac{(\Delta p_o)^2}{\Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o} = \Delta P_s \quad (11)$$

Dans le cas contraire il n'existe pas de plan neutre et $\Delta P(z)$ ne s'annule pas. Deux situations peuvent se présenter :

- soit $\Delta P(z)$ positive soit elle est négative quelque soit z et on aura un écoulement dans un seul sens suivant le signe de $\Delta P(z)$.

En fait, dans le cas où on étudie les transferts d'air, à travers une grande ouverture entre deux zones étanches, dus au seul effet de la différence de température, la condition (11) est toujours satisfaite : il existe toujours un phénomène de contre courant (§§).

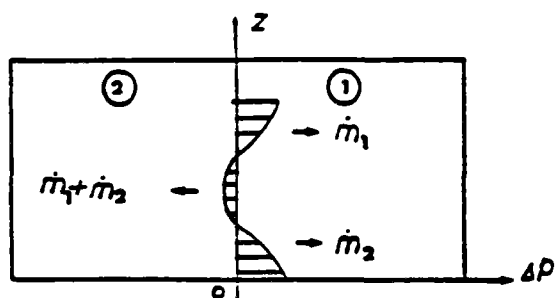
Dans la réalité, les volumes d'un logement ne sont pas étanches et il existe toujours une "ventilation" que ça soit naturelle ou mécanique de telle sorte que la différence de pressions entre les deux volumes $\Delta P(z)$ peut être non nulle quelque soit z (la figure 1 illustre le phénomène).

- cas où l'équation (11) est satisfaite :

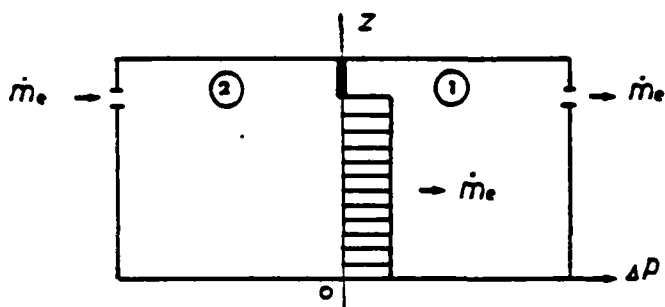
Dans ce cas on a :

$$HN = \frac{\Delta p_o \pm \sqrt{\Delta p_o^2 - \frac{2}{g} \Delta P_o \Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o}}{\Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o} \quad (12)$$

Deux zones étanches
avec deux profils de
température
 $T_1(z) \neq T_2(z)$



Deux zones étanches
avec une entrée d'air et
une extraction de débit \dot{m}_e
 $T_1(z) = T_2(z)$



Deux zones étanches
avec une entrée d'air et
une extraction de débit \dot{m}_e
 $T_1(z) \neq T_2(z)$

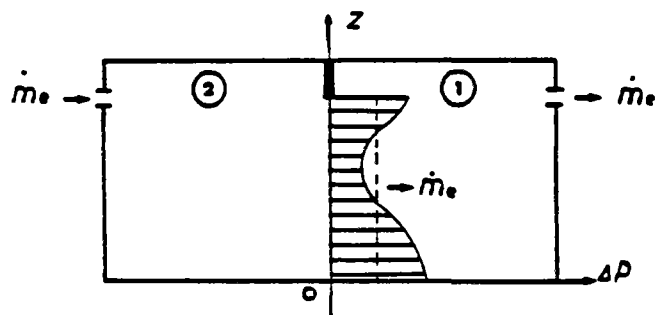


Figure 1 : Diverses situations pouvant intervenir selon les conditions

5 - Calcul des débits échangés

En se basant sur l'équation (4), (6 bis) et (8) et en négligeant les termes du second ordre en $(1/T_o)$, on peut écrire que dans un intervalle (z_1, z_2) où $P(z)$ ne change pas de signe :

$$\dot{M} = \varepsilon C L \int_{z_1}^{z_2} \sqrt{A z^2 + B z + D} \, dz \quad (14)$$

$$\text{avec } A = 2 \rho_o g \left[\frac{a_o}{T_o} |\Delta \rho_o| + \frac{1}{2} \left| \Delta \left(\frac{\rho a}{T} \right)_o \right| \right]$$

$$B = -2 \rho_o \left[\frac{a_o}{T_o} |\Delta P_o| + g |\Delta \rho_o| \right]$$

$$D = 2 \rho_o |\Delta P_o|$$

$$\text{où } \rho_o = \frac{1}{2} [(\rho_{10} + \rho_{20}) + \varepsilon (\rho_{20} - \rho_{10})]$$

$$T_o = \frac{1}{2} [(T_{20} + T_{10}) + \varepsilon (T_{20} - T_{10})]$$

$$a_o = \frac{1}{2} [(a_1 + a_2) + \varepsilon (a_2 - a_1)]$$

$$\text{et } \varepsilon = \text{signe} \left[P \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) \right]$$

La solution de l'intégrale (14) est la suivante :

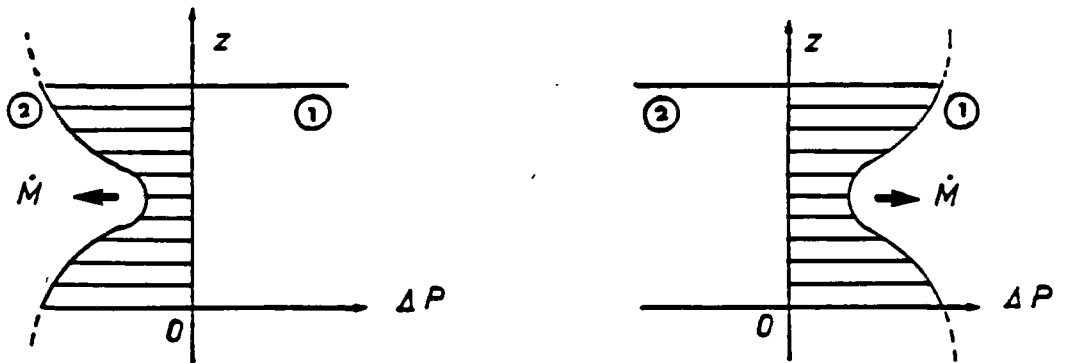
$$\dot{M} = \varepsilon CL \left\{ \frac{(2Az)(Az^2 + Bz + D)^{1/2}}{4A} + \frac{4AD - B^2}{8A} + \left[\frac{1}{\sqrt{A}} \log(2\sqrt{A} \sqrt{Az^2 + Bz + D} + 2Az + B) \right] \right\}_{z_1}^{z_2} \quad (15)$$

On présente ci-après les valeurs des bornes z_1 et z_2 de l'équation (15) donnant le débit suivant les différents cas possibles :

1er CAS : $\Delta P_0 > \Delta P_s$

Condition pour laquelle il peut exister une racine double de l'équation (10), dans le cas de l'égalité, de valeur $HN = 2\Delta P_0 / g \Delta \rho$, ou dans le cas contraire ($\Delta P > \Delta P_s$) il ne peut exister de racines réelles, ce qui signifie dans les deux cas que $\Delta P(z)$ peut au plus s'annuler sans changer de signe. Par conséquent on a un écoulement dans un seul sens suivant le signe de $\Delta P(z)$ de débit \dot{M} tels que

$z_1 = HB$ et $z_2 = HA$.



Cas 1

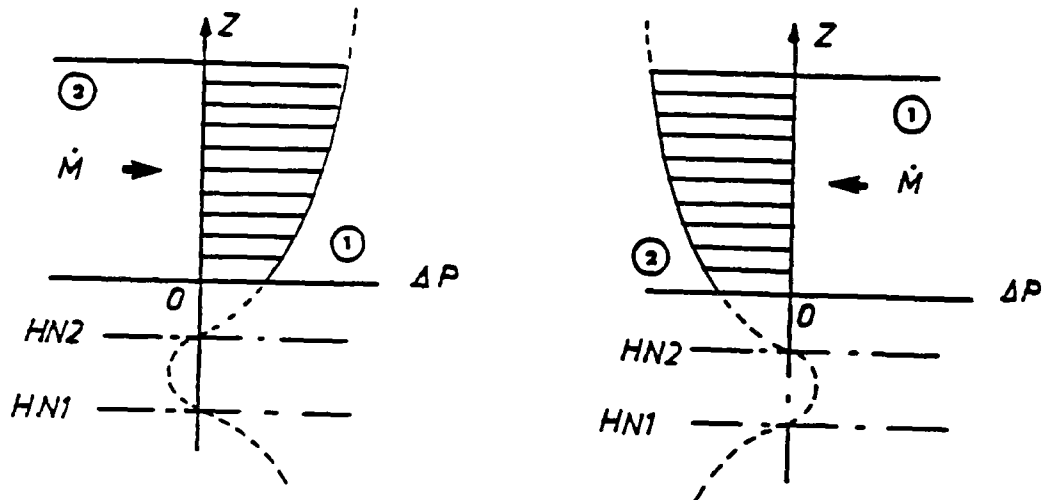
2ème CAS : $\Delta P_0 < \Delta P_s$

Il existe deux racines réelles de l'équation (10) pour lesquelles ΔP s'annule. Soit $HN1$ et $HN2$ ces deux racines.

Dans la suite, on prendra $HN2 > HN1$. Plusieurs possibilités se présentent :

1) Si $HN2 < HB$

Ecoulement dans un seul sens de débit M tel que $z_1 = HB$ et $z_2 = HA$



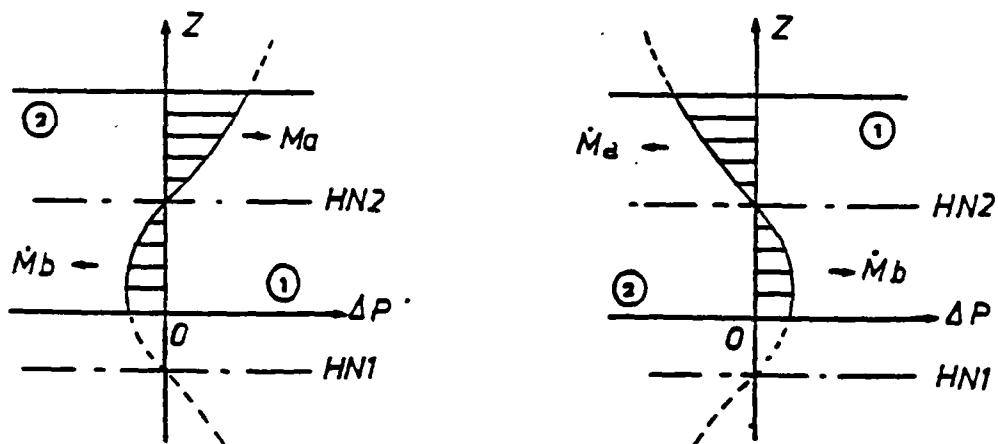
Cas 2.1

2) Si $HN1 < HB < HN2 < HA$

Ecoulement dans les deux sens de débit :

M_b tel que $z_1 = HB$ et $z_2 = HN2$

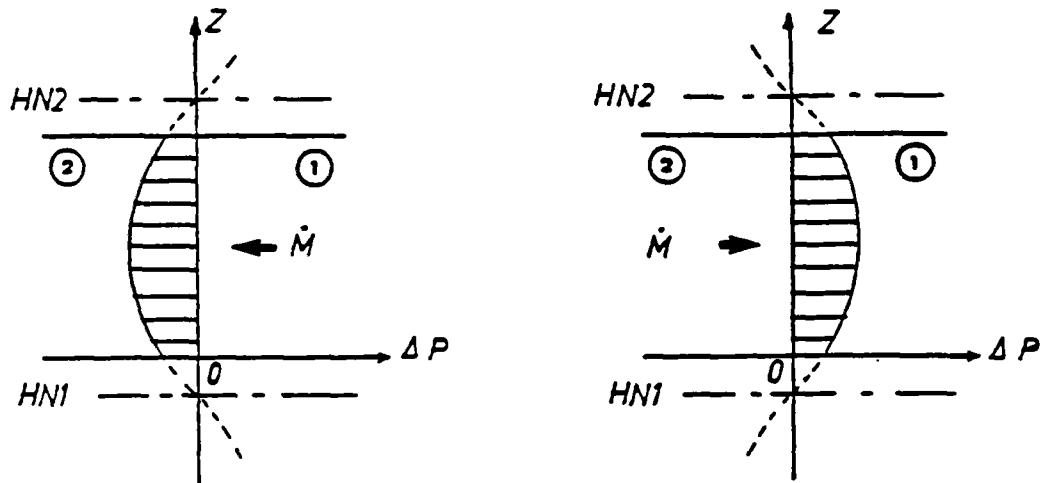
M_a tel que $z_1 = HN2$ et $z_2 = HA$



Cas 2.2

3) Si $HN1 < HB$ et $HN2 > HA$

Ecoulement dans un seul sens de débit M tel que $z_1 = HB$ et $z_2 = HA$



Cas 2.3

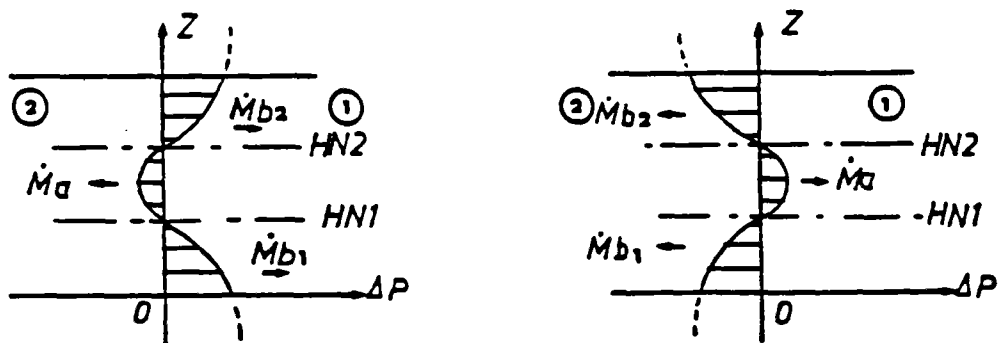
4) Si $HB < HN1$ et $HN2 < HA$

Ecoulement en trois tranches, deux dans un sens et un dans l'autre de débit :

M_{b1} tel que $z_1 = HB$ et $z_2 = HN1$

M_a tel que $z_1 = HN1$ et $z_2 = HN2$

M_{b2} tel que $z_1 = HN2$ et $z_2 = HA$



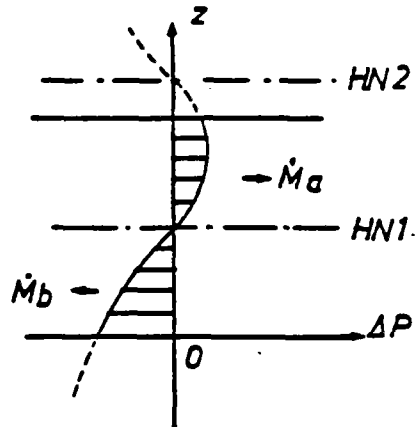
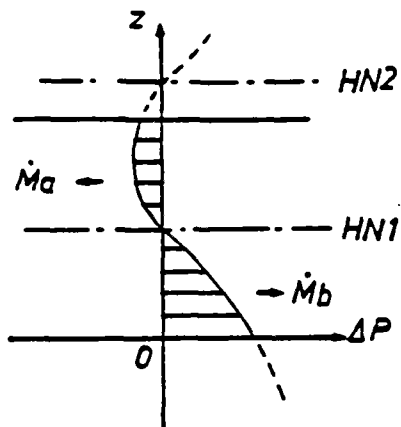
Cas 2.4

5) Si $H_B < H_{N1} < H_A < H_{N2}$

Ecoulement dans les deux sens de débit :

M_a tel que $z_1 = H_B$ et $z_2 = H_{N2}$

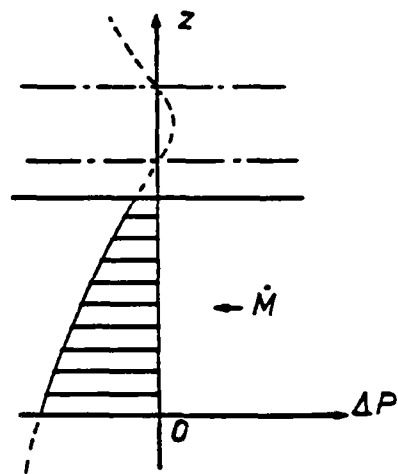
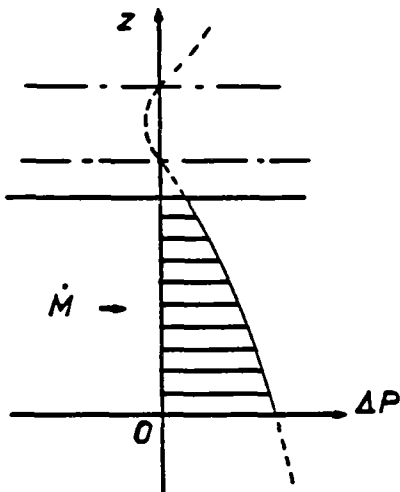
M_b tel que $z_1 = H_{N1}$ et $z_2 = H_A$



Cas 2.5

6) Si $H_A < H_{N1}$

Ecoulement dans un seul sens de débit M tel que $z_1 = H_B$ et $z_2 = H_A$



Cas 2.6

- ANNEXE 2 -

MULTIGAINÉ

Code de calcul pour dimensionner les réseaux
de ventilation naturelle en maison individuelle
(plusieurs conduits d'extraction dans le même volume)

1 - OBJET :

Le code de calcul MULTIGAINE détermine en régime permanent les débits de ventilation ainsi que les déperditions par renouvellement d'air sur la saison de chauffage pour une installation de ventilation et des conditions climatiques données (86).

Il s'applique à une maison individuelle à deux étages comprenant plusieurs conduits d'extraction naturelle équipés chacun d'un aspirateur statique. Il prend en compte les deux moteurs de la ventilation naturelle que sont le tirage thermique et l'effet du vent.

2 - MODELISATION DU LOGEMENT

La maison a deux étages. Elle est modélisée en une seule zone à température constante et à pression uniforme sur un niveau donné (modèle monozone en pression).

Les entrées d'air et les défauts d'étanchéité du logement sont concentrés sur deux façades en opposition et à deux hauteurs au-dessus du sol (voir figure 1).

Les entrées d'air, de type autoréglable, ont une caractéristique quadratique sur toute la plage de pression à l'exception de la plage de régulation $\Delta P_1 - \Delta P_2$ sur laquelle le débit reste constamment égal à une valeur appelée débit type.

Les entrées d'air et les défauts d'étanchéité peuvent être répartis sur les quatre orifices du logement au gré de l'utilisateur.

3 - MODELISATION DU RESEAU DE VENTILATION

Le réseau est constitué de N conduits verticaux. Chaque conduit est équipé à sa base d'une grille d'extraction et à son sommet d'un aspirateur statique.

Le coefficient de perte de charge de la grille est égal à 3,8. Cette valeur correspond à une section libre de grille égale à 85 % de la section hors-tout.

Les pertes de charges linéiques dans les conduits sont calculées en utilisant la formule de Colebrook. La perte de charge singulière correspondant au changement de direction de l'écoulement en aval de la grille, lorsque celle-ci est verticale, est calculée par les équations, données par Idel'cick, traduisant la perte de charge dans les confluences.

Les déperditions thermiques de chaque conduit sont prises en compte dans le code de calcul. On suppose que chaque conduit est placé dans un environnement à température égale à la moyenne des températures intérieures et extérieures et que son coefficient de transmission surfacique est constant et égal à $7 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Le débit d'air Q_{as} (m^3/h) traversant l'aspirateur dépend de la vitesse locale V (m/s) du vent et de la différence de pression P de part et d'autre de l'aspirateur par la relation :

$$\Delta P = \frac{\rho_{int}}{1.2} \left(\frac{Q}{Q_{as}} \right)^2 - C \frac{1}{2} \rho_{ext} V^2$$

- où :
- ρ_{int} : masse volumique de l'air intérieur (kg/m^3)
 - ρ_{ext} : masse volumique de l'air extérieur (kg/m^3)
 - Q_{as} : débit d'air à 20°C traversant PAR VENT NUL l'aspirateur statique sous une différence de pression de 1 Pa (m^3/h)
 - C : coefficient de dépression rendant compte de l'effet de succion du vent lorsque le débit est nul (-).

4 - ALGORITHME DE RESOLUTION

Les inconnues du problème sont la pression intérieure P_{int} du logement et les $N-1$ débits traversant les $N-1$ conduits de ventilation, le dernier débit étant déterminé par l'équation de bilan (la somme algébrique des débits à travers les orifices en façade et dans tous les conduits est nulle).

Par itérations successives, on évalue les débits dans les N conduits, de telle sorte que la perte de charge de ces derniers soit égale à celle calculée par la formule de Colebrook.

Le système non linéaire de N équations à N inconnues est résolu par la méthode des sécantes, en utilisant le sous-programme ZSCNT de la bibliothèque IMSL (66).

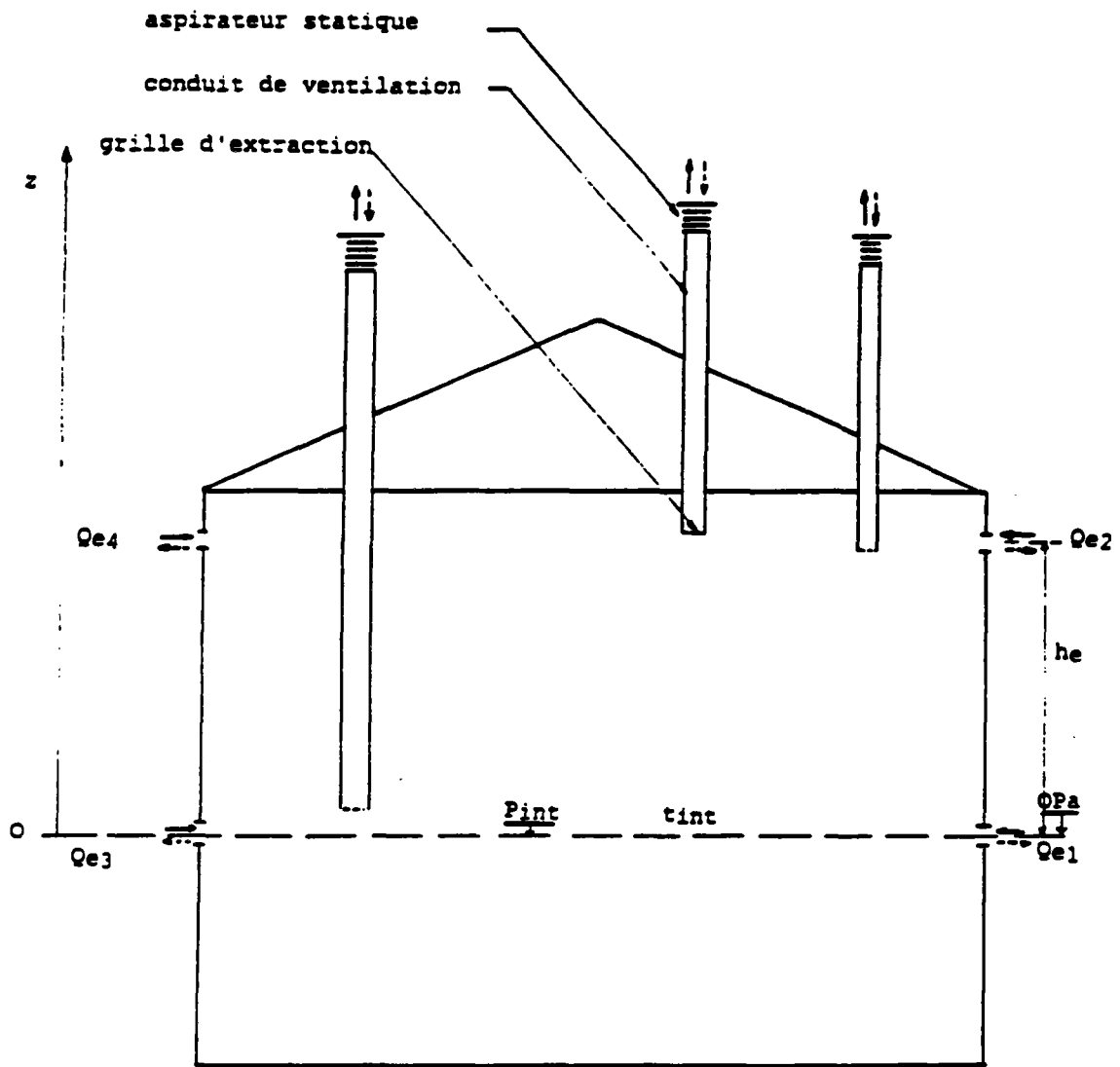


Figure 1 : Modèle d'un pavillon équipé de trois conduits d'extraction naturelle

5 - DONNEES D'ENTREE DU PROGRAMME

- Coefficients de pression du vent sur les façades et la toiture variant selon l'angle d'incidence du vent sur une façade déterminée.
- Fichier météorologique contenant pour une station donnée des valeurs trihoraires de températures extérieures, vitesse de direction du vent.
- Orientation du pavillon.
- Caractéristique du site.
- Température intérieure (°C).
- Perméabilité à l'air du logement (m^3/h sous 1 Pa).
- Débits types des entrées d'air (m^3/h).
- Plage de régulation des entrées d'air autoréglables (Pa)
- Distance entre les deux niveaux des entrées d'air (m).
- Nombre de conduits de ventilation.

Pour chaque conduit de ventilation :

- Rugosité (m).
- Diamètre (m).
- Longueur du conduit (m).
- Côte (*) inférieure du conduit (m).
- Section de la grille (cm^2)
- Coefficient de dépression de l'aspirateur.
- Débit traversant l'aspirateur par vent nul sous 1 Pa (m^3/h)

(*) Le premier niveau des entrées d'air est le niveau de référence.

6 - EXEMPLE D'APPLICATION

6.1 - DONNEES D'ENTREE

On considère une maison de quatre pièces principales à deux étages comprenant, au rez-de-chaussée une cuisine et un WC, et à l'étage un autre WC et une salle de bains. Rappelons que les débits requis dans les pièces de service sont les suivants :

Cuisine : 45 - 120 m³/h

Salle de bains : 15 - 30 m³/h

WC : 15 m³/h

- Données météorologiques : TRAPPES

Pavillon en double exposition (N-S) situé en "zone rurale bocage" (voir annexe 3).

- Température intérieure : 19° C

- Perméabilité à l'air 100 m³/h sous 1 Pa

- Entrées d'air :

Autoréglables sur la plage 10-100 Pa, elles présentent au total, un débit type sous 10 Pa de 180 m³/h réparti de la manière suivante :

. Au premier niveau : 22,5 m³/h par façade.

. Au deuxième niveau : 67,5 m³/h par façade.

- Distance entre les deux niveaux d'entrées d'air : 2,5 m.

- Rugosité de chaque conduit : 1 mm.

- Longueurs des conduits :

5.2 m pour les conduits desservant les pièces techniques du rez-de-chaussée,
2.7 m pour les deux autres.

- Diamètres des conduits :

22 cm pour le conduit desservant la cuisine, 14 cm pour les trois autres.

- Côtes inférieures des conduits :

30 cm pour les conduits desservant le rez-de-chaussée, 2.8 m pour les autres.

- Grilles de ventilation :

Dans les WC, les grilles sont fixes ; en cuisine et en salle de bains, les grilles sont équipées d'un dispositif de réglage manuel. On considère les sections de grilles suivantes :

dans la cuisine	:	130-530 cm ²
dans le WC au rez-de-chaussée	:	45 cm ²
dans le WC à l'étage	:	40 cm ²
dans la salle de bains	:	40-90 cm ²

- Aspirateurs statiques :

Chaque conduit de ventilation est équipé d'un aspirateur statique de coefficient de dépression égal à 0.6. Les pertes de charge des aspirateurs sont 240 m³/h sous 1 Pa pour l'aspirateur équipant le conduit de diamètre 22 cm et 60 m³/h sous 1 Pa pour les autres aspirateurs.

6.2 - RESULTATS

Les simulations ont été menées pour quatre régimes de fonctionnement selon les commandes accessibles à l'utilisateur :

Régime 1 : Grands débits en cuisine et salle de bains.

Régime 2 : Grand débit uniquement en salle de bains.

Régime 3 : Petits débits dans tous les conduits

Régime 4 : Grand débit uniquement en cuisine.

On présente dans le tableau ci-après pour chaque régime de fonctionnement :

- . la valeur moyenne sur la saison de chauffage des débits spécifiques pour chaque conduit de ventilation
- . les déperditions totales par renouvellement d'air D sur la saison de chauffage
- . le rendement énergétique $r = 0.34 Q_{DH}/D$

où DH sont les degrés-heures de base $19^{\circ}C$, la température extérieure étant inférieure à $13^{\circ}C$ et Q la somme des débits spécifiques moyens des quatre conduits.

L'examen du tableau ci-après permet d'apprécier l'effet de la variation de la section d'une grille, sur les débits extraits par les autres grilles : l'augmentation de la section de la grille en cuisine provoque une réduction des débits extraits dans tous les autres conduits d'environ 13 %. En revanche, la modification du régime de fonctionnement en salle de bains n'a qu'un effet très faible sur le débit en cuisine (variation inférieure à 3 %).

Régime	Cuisine (m ³ /h)	WC RDC (m ³ /h)	WC-Etage (m ³ /h)	S d B (m ³ /h)	D (kWh)	R %
1	119	13	14	29	6.165	72
2	45	15	16	33	4.780	58
3	46	15	16	16	4.490	53
4	122	13	14	14	5.945	70

- ANNEXE 3 -

HYPOTHESES CONCERNANT LES CHAMPS MOYENS DE PRESSION
ET DE VITESSE DANS UN PAVILLON DE TYPE COURANT

1 - CAS CONSIDERE

Les données figurant dans le tableau ci-après résultent de mesures en soufflerie effectuées sur une maquette au 1/500^{ème} d'un pavillon de type traditionnel. Elles sont issues de l'étude de J. GANDEMER (51).

Le pavillon considéré est représenté à la figure 1. On retient le cas où la pente de chaque pan de toiture est égale à $22,5^\circ$.

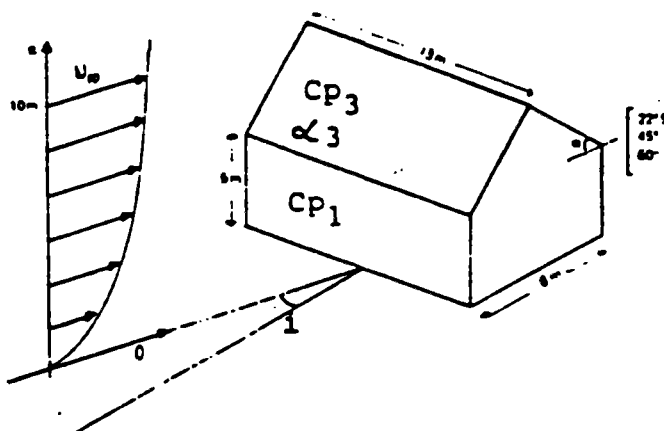


Figure 1 : Schéma du pavillon

2 - RESULTATS

Si l'on admet que le débouché du conduit de ventilation est situé sur un des deux pans de toiture et que les entrées d'air sont localisées uniquement sur les façades principales, les données utiles sont les suivantes :

Cp_1 : valeur moyenne du coefficient de pression sur une des deux façades principales (façade visible sur la figure 1) ;

Cp_2 : valeur moyenne du coefficient de pression sur la façade opposée ;

Cp_3 : valeur moyenne du coefficient de pression sur le pan de toiture ;

α'_3 : vitesse locale du vent sur le pan de toiture, rapportée à la vitesse de référence ; cette vitesse a été mesurée à l'aide d'une sonde anémométrique à fil chaud, placée orthogonalement au plan de la paroi, à une distance (après correction d'échelle) comprise entre 0 et 40 cm.

Les valeurs de ces grandeurs figurent dans le Tableau 1.

	angle d'incidence i				
	0°	30 à 60°	90°	120 à 150°	180°
Cp_1	0.6	0.2	- 0.3	- 0.6	- 0.35
Cp_2	- 0.35	- 0.6	- 0.3	0.2	0.6
Cp_3	0	- 0.25	- 0.45	- 0.8	- 0.4
α'_3	0.7	0.8	0.4	0.6	0.2

Tableau 1

On notera que les valeurs figurant dans ce tableau sont des valeurs moyennes ; les valeurs réelles présentent, du fait des fluctuations spatio-temporelles des vitesses d'air, une dispersion notable. De surcroît, ce tableau correspond à un cas bien particulier (aspirateur statique disposé à une distance de la toiture comprise entre 0 et 40 cm, pente de la toiture : 22.5°).

Ces valeurs ne peuvent donc être utilisées que pour un calcul de débits moyens d'extraction dans un cas donné, et non pas pour l'évaluation de débits instantanés, ou dans des cas particuliers (par exemple habitation de géométrie différente, ou aspirateur statique disposé à proximité d'une arête de la toiture).

3 - UTILISATION DES RESULTATS

Les valeurs indiquées des coefficients C_{p_i} et α_3 permettent de déterminer les pressions de vitesses locales moyennes du vent en fonction de la vitesse de référence du vent. Le mode de calcul est rappelé ci-dessous :

Pression moyenne du vent sur une des faces du pavillon :

$$P_i = C_{p_i} \cdot 1/2 \rho U_{ref}^2$$

Vitesse locale du vent en toiture :

$$U_3 = \alpha_3 U_{ref}$$

Dans ces expressions, les valeurs des coefficients C_{p_i} et α_3 sont lues dans le tableau les pressions P_i sont exprimées en Pa, les vitesses U_3 et U_{ref} sont exprimées en m/s, et ρ représente la masse volumique de l'air exprimée en kg/m³.

La vitesse de référence U_{ref} est la vitesse de l'écoulement d'air, non perturbé par la construction, à une hauteur au-dessus du sol prise par référence égale à $z_{ref} = 10$ m.

Elle se détermine en fonction de la vitesse $U_{météo}$ (vitesse moyenne à 10 m au-dessus du sol à la station météorologique supposée placée dans des conditions normales - site plat et non rugueux -) par la relation suivante :

$$U_{ref} = k \log_e (z_{ref}/z_0) \cdot U_{météo}$$

Les valeurs de z_0 et k figurent dans le tableau 2 :

Classe de rugosité					
	Mer ou plan d'eau	Rase campagne (référence météo)	zone rurale bocage	zone urbanisée industrielle ou forestière	Centre de grande ville
$Z_0(m)$	0.005	0.07	0.3	1	2.5
k	0.166	0.202	0.234	0.266	0.292

Tableau 2

Compte tenu de ce que la hauteur de référence a été prise égale à $z_{ref} = 10$ m, les relations pratiques entre U_{ref} et $U_{météo}$ sont les suivantes :

Mer ou plan d'eau : $U_{ref} = 1.26 \cdot U_{météo}$

Rase campagne : $U_{ref} = U_{météo}$

Zone rurale : $U_{ref} = 0.82 \cdot U_{météo}$

Zone urbanisée (...) : $U_{ref} = 0.61 \cdot U_{météo}$

On pourra noter, à cet égard, que les mesures en soufflerie ont été effectuées pour un vent de type "banlieue corrigée" ($k = 0.25$; $z_0 = 0.5$ m) correspondant à une zone intermédiaire entre la zone rurale et la zone urbanisée. Le tableau 1 est donc moins facilement applicable aux implantations, au demeurant peu fréquentes, du type "rase campagne" ou "mer ou plan d'eau". Enfin, dans les zones à relief (collines, ...) il conviendrait d'effectuer des corrections particulières.

- BIBLIOGRAPHIE -

- 1 - ABBOTT J.P. - *Numerical continuation methods for non linear equations and bifurcation problems* - ph.d. thesis, computer centre, Australian national university, 1987.
- 2 - A.F.N.O.R. - *Composants de ventilation mécanique contrôlée. Terminologie* - norme française, NF E 51-700, Juin 1987.
- 3 - AGNOLETTI L., GRAVA E. - "La ventilazione naturale degli ambienti studio analitico semplificato" - *condizionamento dell'aria riscaldamento refrigerazione*, Ottobre 1981.
- 4 - ALEXANDER D.K., ETHERIDGE D.W. - "Natural and mechanical ventilation rates in a detached house : predictions" - *applied energy* 10, pp. 79-95, 1982.
- 5 - ALEXANDER D.K., ETHERIDGE D.W. - "The british gas multi-cell model for calculating ventilation" - *Ashrae trans.* 86 (part 2), 1980.
- 6 - ALTMAYER E., BAUMAN F., GADGIL A., KAMMERUD R., NANSTEEL M.W.- *Convective heat transfer in buildings : recent research results* - University of California, Lawrence Berkeley laboratory, 1982.
- 7 - ANDERSON R., BEJAN A. - "Heat transfer through single and double vertical walls in natural convection : theory and experiment" - *Int. J. heat and mass transfer*, university of Colorado, vol 24, 1981.
- 8 - ATLANTA AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - "Duct design" - chapter 33 in : *Ashrae handbook - 1985 fundamentals*, 1985.
- 9 - AWBI H.B. - "Numerical solution of air movement in rooms" - in : *ventilation 88, 2nd international symposium on ventilation for contaminant control*, London, 20-23 September 1988.

- 10 - AXLEY J. - *Indoor air quality modelling, phase II report* - NBSIR 87-3661, U.S. department of commerce, October 1987.
- 11 - BAILEY A., VINCENT N.D.G. - "Wind pressure on buildings including effects of adjacent buildings" - *Journal of the Institute of civil engineering* vol 19-20, n.1, November 1984.
- 12 - BAKER C.T.H., PHILLIPS C. - *The numerical solution of non-linear problems* - Clarendon press, Oxford, 1981.
- 13 - BAZALGETTE M., LEBRU A., SORNAY J. - *Code de simulation de la thermique du bâtiment (CSTBât)* - C.S.T.B. (Sophia-Antipolis), 1985.
- 14 - BECIRSPAHIC S., BIENFAIT D. - *Catalogue provisoire des coefficients de pertes d'énergie mécanique nécessaires pour le calcul des installations de ventilation (V.M.C.)* - document CETIAT, Octobre 1986.
- 15 - BERTHIER J. - "Diffusion de vapeur au travers des parois. condensation" - in : C.S.T.B. *R.E.E.F. sciences du bâtiment* vol. II, Février 1980.
- 16 - BIENFAIT D. - "Evolution des systèmes de ventilation des logements et techniques récentes" - TSM. l'eau, Mars 1987.
- 17 - BIENFAIT D. - "Qualité de l'air intérieur" - in : *Journées "Ventilation 87, Séminaire A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 17-18 Novembre 1987.*
- 18 - BIENFAIT D., MOUNAJED R. - *Développement et validation de codes de calcul simulant les transferts d'air dans les logements du point de vue des problèmes de ventilation* - C.S.T.B., G.E.C. n° 87/4186, Novembre 1987.
- 19 - BIENFAIT D. , MOUNAJED R. - *Produits Industriels pour améliorer les conditions d'aération dans l'habitat existant* - C.S.T.B., G.E.C. n° 88/4569, 26 Février 1989.

- 20 - BIENFAIT D., MOUNAJED R., RIBERON J. - "Dimensionnement des installations de ventilation naturelle" - *In : journées ventilation 87, séminaire A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 17 et 18 Novembre 1987.*
- 21 - BIETRY J. - "Etats des connaissances sur les effets du vent sur la ventilation" - *In : journée technique "ventilation, renouvellement d'air", séminaire A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 10 Juin 1986.*
- 22 - BIETRY J., DUCHENE-MARULLAZ PH., SACRE C. - "Climatologie" - *In : C.S.T.B., R.E.E.F. Sciences du bâtiment vol. II, Décembre 1979.*
- 23 - BODART X., CURTAT M. - "The CIFI computer code : air and smoke movement during a fire in a building with ventilation ducts networks equipments" - *In : CIB W 14 workshop, Berlin, May 1987.*
- 24 - BODART X., KLOTE J.H. - "Contrôle de l'enfumage : smoke control by pressurised stairwell. A french simulation program validated by tests" - *the journal of CIB, bâtiment international building research and practice, September 1985.*
- 25 - BOIS J.M., BLAY D., TUHAULT J.L. (laboratoire d'études des systèmes thermiques et énergétiques) - "Ventilation naturelle entre deux pièces d'habitat" - *CLIMA 2000, vol. 4 : Indoor climate, Copenhagen, 1985.*
- 26 - BOURHIM H., HUTTER E., REGEF A. - *Etude des transferts thermiques dans un local* - C.S.T.B., G.E.C. n° 87-3951, Mai 1987.
- 27 - B.R.E. - "Building environment and services" - *building research establishment, annual report-year ending 1988.*
- 28 - BRENT R.P. - "Some efficient algorithms for solving systems of non linear equations" - *slamj. numer. anal.* 10, 1973, pp.327-344.
- 29 - BROWN W.G., SOLVASON K.R. - "Natural convection through rectangular openings in vertical partitions" - *national research council of Canada, int. j. heat and mass transfer, vol. 5, 1962.*

- 30 - CARMES J., JOUAN M. - *Etat des connaissances en matière de pollution atmosphérique à l'intérieur des locaux en France* - ministère des affaires sociales et de l'emploi, direction générale de la santé, France 1987.
- 31 - CIBSE GUIDE A4 - *Air Infiltration* - chartered institution of building services, London, 1976.
- 32 - CLARKE J.A. - *Energy simulation in building* - publié par adam hilger ltd, Bristol (G.B)
- 33 - CLARKE J., Mc LEAN D. - *ESP. A building and plant energy simulation system (version 5.3)* - (groupe abacus) faculty of engineering, university of strathclyde, Glasgow (G.B.) May 1986.
- 34 - COLE J.T., ZAWACKI S.T., ELKINS R.H., ZIMMER J.W., MACRISS R.A. - "Application of a generalized model of air infiltration to existing homes" - *ashrae trans.*, DV-80-9 n°2.
- 35 - COMOLET - *Mécanique expérimentale des fluides* - Tome I. Ed. Masson, Paris 1969
- 36 - COMOLET- *Mécanique expérimentale des fluides* - Tome II. Ed. Masson, Paris 1976
- 37 - CROISET M., BIZEBARD H. - *Les entrées d'air de ventilation. recommandation pour la suppression des courants d'air gênants dans le cas des entrées d'air en façade destinées à la ventilation des locaux d'habitation* - cahiers du C.S.T.B., n° 478, livraison 59, Décembre 1962.
- 38 - C.T.G. - G.D.F. - *Evacuation de la combustion du gaz et ventilation des locaux* - collection des techniques gazières, association technique de l'Industrie du Gaz De France, 1981.
- 39 - DAGLIESH W.A., BOYD B.W. - *Wind on buildings* - division of building research, national research council of Canada, 1962.

- 40 - DAUGHERTY, FRANZINI - *Fluid mechanics with engineering applications* - sixth edition, international student edition, 1965.
- 41 - DENNIS J.E. Jr. - *Non linear least squares and equations* - of Jacobs (e.d.), pp 269-312, 1977.
- 42 - DEPREST D. - *Les modèles aérauliques dans les codes de calculs CSTBat, tarp et 'ASTES'* - ECTS/86-445, C.S.T.B. (Sophia-Antipolis), Juillet 1986.
- 43 - EMSWILLER J.E. - "The neutral zone in ventilation" - *In : annual meeting of the american society of heating and ventilating engineers*, Buffalo, January 1926.
- 44 - ERIKSSON L., MASIMOV T., WESTBLOM S. - *Blocks of flats with controlled natural ventilation and recovery of heat* - Swedish council for building research, 1986.
- 45 - ETHERIDGE D.W., SANDBERG M. - "A simple parametring study of ventilation" - *building and environment*, vol. 19, n° 3, 1984, pp. 163-173.
- 46 - ETHERIDGE D.W. - "Crack flow equations and scale effect" - *building and environment*, vol. 12, pergamon press, 1977, pp. 181-189.
- 47 - FANGER P.O. - "Lower air velocities and higher air supply required in ventilated spaces" - *heizung luftung klima haustechnik*, bd 36, n° 12, Dezember 1985.
- 48 - FANGER P.O. - "A solution for the sich building mystery" - *journée technique : "l'homme et son confort. la ventilation"* salon interclima - batimat, Paris, 11 Décembre 1987.
- 49 - FAUCONNIER R., GUILLEMAD P., GRELAT A. (direction de la recherche FNB/CEBTP) - "I. algorithmes des simulations du comportement thermique des bâtiments BILGA et BILBO - II. présentation des logiciels BILGA ET BILBO" - *Annales de l'Institut du bâtiment et des travaux publics*, Octobre 1987.

- 50 - FLEURY B.A., GADILHE A.Y. - "Détermination de pression en façade des bâtiments" - *In : journées ventilation 87, séminaire A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 17 et 18 Novembre 1987.*
- 51 - GANDEMER J. - *Champs de pression moyenne sur les constructions usuelles. Application à la conception des installations de ventilation* - cahiers du C.S.T.B. n° 187, juillet 1978.
- 52 - GANDEMER J., BIETRY J., BARNAUD G. - "Aérodynamique" - *In : C.S.T.B R.E.E.F. sciences du bâtiment* vol. II, avril 1980.
- 53 - GIBERT J.P. - *Etude de l'écoulement à travers les défauts d'étanchéité du bâtiment. Extrapolation des mesures aux petits débits* - direction de la construction, C.E.T.E. de Lyon, janvier 1988.
- 54 - GONZALEZ M.A. - "On the aerodynamics of natural ventilators" - *building environment*, vol. 19, n° 3, 1984, pp. 179-189.
- 55 - GREEN G.H. - "The effect of indoor relative humidity on colds" - *Ashrae transactions*, vol. 88, part. I, 1979.
- 56 - GREEN G.H. - "The positive and negative effects of building humidification" - *Ashrae Transactions*, vol. 88, part I, 1982.
- 57 - GRILLAUD G. - "Champ de pression induit par le vent sur les constructions usuelles et écoulements de contournements associés" - *In : journées ventilation 87, séminaire A.F.M.E., sophia-antipolis, 17 et 18 novembre 1987.*
- 58 - GUSTEN J. - *Full scale wind pressure measurements on low-rise buildings* - technical note A.I.C. 13-1, mars 1984.
- 59 - HANDA K., GUSTIN J. - "Estimation of rate infiltration based on full scale wind pressure measurements" - *In : 3rd A.I.C. conference, 20-23 september 1982.*

- 60 - HANSON T., SUMMERS D.M., WILSON C.B. - "Numerical modeling of wind flow over buildings in tow dimensions" - *International journal for numerical methods in fluids*, vol. 4, 1984.
- 61 - HANSON T., SUMMERS D.M., WILSON C.B. - "A three dimensional simulation of wind flow around buildings" - *International journal for numerical methods in fluids*, vol. 6, 1986.
- 62 - HOGNON B. - *Protection des cages d'escalier d'immeubles contre l'enfumage par mise en suppression* - convention n° 80.61.477 avec le M.E.C.V., C.S.T.B., Aout 1981.
- 63 - HOLMES J.D., BEST R.J. - "An approach to the determination of wind load effects on low-rise buildings" - *Journal of wind engineering and Industrial aerodynamics*, n° 7, 1981.
- 64 - HUTTER E., RIBERON J. - "Study of thermoconvective phenomena inside rooms. Experimentations and modelling" - in : *CIB W 67*, Sophia-Antipolis, 7 and 18 April 1989.
- 65 - IDEL'CIK I.E. - *Memento des pertes de charge* - Eyrolles, Paris 1960 (collection de la direction des etudes et recherches d'E.D.F.).
- 66 - I.M.S.L. (International Mathematical and Statistical Libraries) - Library reference manual - volume 4, Houston, June 1982.
- 67 - JENNINGS B.H., ARMSTRONG J.A. - "Ventilation theory and practice" - paper n° 2170 RP-17 presented at the *Ashrae semi-annual meeting*, Philadelphia, Pennsylvania, January 24-28, 1971.
- 68 - JULIAN J., BOUTIN C. - "Le tabagisme passif, données épidémiologiques" - pollution atmosphérique, Octobre-Décembre 1985.
- 69 - KIEL D.E., WILSON K.J., SHERMAN M.H. - "Air leakage flow correlations for varying house construction types" - *Ashrae transactions*, part 2A, 1985.

- 70 - KIRKPATRICK A., HILL D. - *Interzonal natural convection heat transfer in a passive solar building* - Colorado state university, 1985.
- 71 - KUSUDA T. (national bureau of standards, washington) - "Indoor humidity calculations", *Ashrae* dc-83-12, n° 5, 1983.
- 72 - LAMRANI A. - *Transferts thermiques et aérauliques à l'intérieur des bâtiments* - thèse 3° cycle, université de Nice, Mars 1987.
- 73 - LARET L., LIEBECQ G. - *Convection coupling in multizone buildings effect on thermal behaviour* - laboratoire de physique du bâtiment, université de Liège, 1984.
- 74 - LEBRUN J. - "Modélisation et design des systèmes de chauffage, ventilation et conditionnement d'air" - *CLIMA 2000*, vol. 1 : *future perspective*, Copenhagen, 1985.
- 75 - LEMOULT B. - *Etude préliminaire en soufflerie atmosphérique des pressions induites par le vent sur un pavillon individuel. Contribution à la ventilation naturelle* - C.S.T.B. (Nantes), EN-ADYM 87-1L 1987.
- 76 - LIDDAMENT M.W., ALLEN C.- The validation and comparaison of mathematical models of air infiltration - A.I.C., tn 11, September 1983.
- 77 - MACRISS, R.A. et AL. - "An air infiltration model for modern single family dwellings" - paper n° 79-145 presented at the 72nd APCA annual meeting, Cincinnati, oh, June 24-29, 1979.
- 78 - MALIK N. - "Field studies of dependence of air infiltration on outside temperature and wind" - *energy and buildings* 1, n° 3, April 1978.
- 79 - MDAES P. - "Influence of open windows on the Interzone air movement within a semi-detached dwelling" In : 6th A.I.C. conference on ventilation strategies and measurement techniques, Netherlands, September 1985.

- 80 - M.E.L.A.T.T. / C.S.T.B. - *Solutions techniques pour le respect du règlement thermique en maison individuelle* - ministère de l'équipement, du logement, de l'aménagement du territoire et des transports - centre scientifique et technique du bâtiment, Avril 1988.
- 81 - MORE J.J. - "The levenberg marquadt algorithm : implementation and theory" - pp. 105-116 - of Watson (e.d.), 1978.
- 82 - MOUNAJED R. - *Note de présentation du code de calcul GAINÉ* - C.S.T.B., C.T.B.E./T.A.S.E. n° 86.3737, Novembre 1986.
- 83 - MOUNAJED R. - *Note de présentation du code de calcul SIREN 2* - C.S.T.B., G.E.C. n° 87.3991, Juin 1987.
- 84 - MOUNAJED R. - *Influence de la turbulence du vent sur la ventilation* - C.S.T.B., G.E.C. n° 88.4311, 1988.
- 85 - MOUNAJED R. - *Modélisation du fonctionnement des installations de VMC -gaz en cas d'arrêt de l'extracteur* - C.S.T.B., G.E.C. n° 88.4300, Mars 1988.
- 86 - MOUNAJED R., RIBERON J. - *MULTIGAINÉ. Code de calcul pour dimensionner les réseaux de ventilation naturelle en maison individuelle* - C.S.T.B., G.E.C. n° 88.4434, 24 Juin 1988.
- 87 - MOUNAJED R. - *Fascicule de documentation du code de calcul GAINÉ* - C.S.T.B., G.E.C. n° 89.4747, Avril 1989.
- 88 - MOUNAJED R. - *Fascicule de documentation du code de calcul SIREN 2* - C.S.T.B., G.E.C. n° 89.4828, Juin 1989.
- 89 - MOUNAJED R., RIBERON J. - *Dimensionnement des installations de ventilation naturelle en maison individuelle* - C.S.T.B., G.E.C. n° 87.4225, 1987.
- 90 - MOUNAJED R., RIBERON J., VILLAIN J., BARNAUD G. - "La turbulence du vent" - colloque ventilation et renouvellement d'air dans l'habitat, A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 19-20 Septembre 1989.

- 91 - MOYE C. - *"La perméabilité à l'air des bâtiments d'habitation"* - cahiers du C.S.T.B., livraison 262, n° 2109, Septembre 1985.
- 92 - MELO C. - *Convection and Infiltration modelling for the built environment* - departamento de engenharia mecanica universidade federal de Santa Catarina, caixa postal 476, 88.000 - Florianopolis-sc, Brazil, 1985.
- 93 - NARASAKI M., YAMANAKA T., HIGACHI M. - *Influence of turbulent wind on ventilation* - Osaka university, Osaka, Japon, 1987.
- 94 - NYLUND P.O. - *Infiltration and ventilation* - swedish council for building research, 1980.
- 95 - NAOUR E. - *"Etat des connaissances sur la qualité de l'air"* in : journée technique ventilation. renouvellement d'air, A.F.M.E., Sophia-Antipolis, 1986.
- 96 - OSBORNE W.C., TURNER C.G. - *Guide de la ventilation* - dunod, Paris, 1963.
- 97 - PATEROUR B., NICOLAS C. - *Modification du modèle climu pour permettre les calculs de ventilation mécanique modulante* - HE 112 NS 2455, Electricité De France, A.E.E., 11 Avril 1984.
- 98 - PATERSON D.A., APELT C.J. - *"Computations of wind flows over three dimensional buildings"* - *Journal of wind engineering and aerodynamics*, n° 24, 1986.
- 99 - PELLE-DOUEL C. - *"230 000 foyers en danger"* - *50 millions de consommateurs*, n° 203, Février 1988.
- 100 - PELLETRET R. - *Les transferts internes en thermique du bâtiment* - étude effectuée à la demande de l'agence française pour la maîtrise de l'énergie, C.S.T.B. (Sophia-Antipolis), Août 1987.
- 101 - PELLETRET R., KHODR H. - *"Transferts aérauliques"* in : *journées ventilation 87*, séminaire A.F.M.E., sophia-antipollis, 17 et 18 Novembre 1987.

- 102 - RANDRIANAVONY M. - *Influence de l'étanchéité dans la validation "in situ" du programme CUM de simulation du comportement thermique du bâtiment* - thèse de docteur Ingénieur, Paris VI, Septembre 1984.
- 103 - RIBERON J. - *Contribution expérimentale à l'étude de la diffusion de l'air dans un local. Influence des systèmes de ventilation et de chauffage sur le confort thermique* - thèse 3^e cycle, université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 25 Mars 1983.
- 104 - RILLING J. - *Etude sur le désenfumage, troisième phase, méthode de calcul du mouvement des fumées entre volumes d'un bâtiment.* Ministère de l'intérieur, direction de la sécurité civile / C.S.T.B, Septembre 1978.
- 105 - RILLING J. - *Méthodes et modèles dans la recherche en sciences du bâtiment* - cours D.E.A. sciences et techniques du bâtiment à L'E.N.P.C., Paris, 1988.
- 106 - RODGERS L.C. (Honeywell I.N.C., minnéapolis) - "Air quality levels in a two-zone space" - *Ashrae trans.* n° 2592, 1979.
- 107 - ROLDAN A., ACHARD G. - *Etude thermique et aéraulique des enveloppes des bâtiments. Influence des couplages intérieurs et du multizonage* - rapport final. I.N.S.A. de Lyon / C.S.T.B. de Sophia-Antipolis, Septembre 1985.
- 108 - SACADURA - *Initiation aux transferts thermiques.* 1978. (coll. "technique et documentation").
- 109 - SACRE C. - "La simulation de la météo" - *C.S.T.B. magazine* n° 4, Mai 1987.
- 110 - SASKI T., HAYASHI M., ARATANI N. (Hokkaido university, Sapporo, Japan) - "On the ventilating characteristics of the space under the fluctuating wind pressure" - *roomvent-87, session 4A, Stockholm, 1987.*

- 111 - SHERMAN M.N., GRIMSRUD D.T. - *Infiltration - pressurization correlation : simplified physical modelling - energy and environment division, lawrence berkeley laboratory, university of California Berkeley, ca 94720, 1980.*
- 112 - SHAW C.Y., TAMURA G.T. - "The calculation of air infiltration rates caused by wind and stack action for tall buildings" - *Ashrae trans.* 83, part II, paper N° 2359, 1977.
- 113 - SHAW B.H. - "Heat and mass transfer by natural convection and forced air flow through large rectangular openings in a vertical partition" - *proceedings, international mechanical engineering conference on heat and mass transfert by combined forced and natural convection, Manchester, September 1971.*
- 114 - SHAW B.H., WHITE W. - *Air movement through doorways. the influence of temperature and its control by forces airflow* - B.S.E. vol. 42, December 1976.
- 115 - SOLARI G. - "Mathematical model to predict 3d wind loading on buildings" - *journal of engineering mechanics*, vol. III, n° 2, February 1985.
- 116 - SOLLIEC C. - *Contribution à l'étude de l'effet du vent sur la ventilation : études expérimentales et caractéristiques des tests mesures en soufflerie atmosphérique* - C.S.T.B. (Nantes), 1988.
- 117 - SPALDING D.B. - *Turbulence models : a lecture course* - London Imperial college, report cedu/82/4.
- 118 - SUMMERS D.M., HANSON T., WILSON C.B. - "A random vortex simulation of wind flow over a building" - *International journal for numerical methods in fluids*, vol. 5, 1985.
- 119 - TAHER R. - *Gestion de l'intermittence et utilisation rationnelle de l'énergie en maison individuelle : . Simulation en multizone . Etude des échanges convectifs entre pièces* - thèse de doctorat de l'E.N.P.C., 18 Juillet 1986.

- 120 - TAMURA G.T., SHAW C.Y. - "Tightness and air infiltration of tall buildings" - *Ashrae trans.*, vol. 82, part 1, 1976.
- 121 - TAMURA G.T., WILSON A.G. - "Pressure differences caused by chimney effect in three high buildings" - *Ashrae trans.*, vol. 73, part II, 1967.
- 122 - VALTON P., MALO B. - *Etude des modèles de ventilation et de simulation du renouvellement d'air dans les locaux* - convention A.F.M.E. / COSTIC, Juin 1987.
- 123 - Vent, ventilation et bâtiment - cahiers du C.S.T.B. n°720 - livraison 83, Décembre 1966.
- 124 - WAKAMATSU T. - "Calculation methods for predicting smoke movement in building fires and designing smoke control systems" - *In : fire standards and safety, astm stp 614, (a.f. Roberston, ed), american society for testing and materials, 1977, pp. 168-193.*
- 125 - WALTON G.N. - *Calculation of inter-room air movement for multi-room building* - energy analysis, Washington, nbs, nbsir 81-2404, 1981.
- 126 - WALTON G.N. - *A computer algorithm for estimating infiltration and inter-room air flows* - U.S. department of commerce, National Bureau of Standards, 1983.
- 127 - WEBER D. - *Similitude modeling of natural convection heat transfer through an aperture in passive solar heated buildings* - ph.d university of Idaho, Los-Alamos scientific laboratory, LA-8385-t, 1980.
- 128 - WIREN B.G. - *Effects of surrounding buildings on wind pressure distributions and ventilation losses for single-family houses. part 1: 1 1/2 - storey detached houses* - the national Swedish institute for building research, m 85 : 19, 1986.
- 129 - YILMAZ Z. - "Ventilation and thermal comfort" - contribution to the CIB-40 Borås meeting, 1987.